

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

OVĚŘOVÁNÍ ÚČINNOSTI BRZDOVÉ SOUSTAVY VOZIDLA

Verification of Brake System Efficiency

Student:

Chmelař Radek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Richtář Michal

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání bakalářské práce

Student: **Radek Chmelař**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R003 Dopravní technika a technologie
Téma: **Ověřování účinnosti brzdové soustavy vozidla**
Verification of Brake System Efficiency

Zásady pro vypracování:

Osnova:

1. Úvod
2. Účel konstrukce brzdové soustavy
3. Teoretický výpočet brzdných drah
4. Návrh experimentálního měření
5. Vyhodnocení výsledků
7. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
Svoboda, J. Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem veškeré použité podklady a literaturu.

V Havi dne:

.....

Podpis

Poděkování

Velice rád bych poděkoval Ing. Michalu Richtářovi za odbornou pomoc a vedení při psaní bakalářské práce.

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména ust. § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách, ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Hati dne:

.....

Podpis

Anotace bakalářské práce

Chmelař, R. *Ověřování účinnosti brzdové soustavy vozidla. Bakalářská práce.* VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy – 342, 2012. Vedoucí bakalářské práce: Ing. Michal Richtář

Tato bakalářská práce se zabývá problémem účinnosti brzdové soustavy vozidla vlivem opotřebení jeho hlavních částí. Popisuje zde konstrukci, princip činnosti a rozdělení systémů brzdové soustavy.

V praktické části práce je ověřována účinnost brzdové soustavy na zkušebním vozidle před a po výměně hlavních třecích částí brzdové soustavy. Dále uvádí legislativní požadavky na brzdné dráhy a brzdné zpomalení.

Závěr práce porovnává numericky zjištěné hodnoty s reálnou brzdnou dráhou konkrétního vozidla při jízdách zkouškách.

Bachelor`s thesis annotation

Chmelař, R. *Verification of Brake System Efficiency. Bachelor`s thesis.* VŠB – Technical university Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, The institute of transportation – 342, 2012. Supervisor: Ing. Michal Richtář

This Bachelor`s thesis is dealing with the effectiveness of the vehicle brake system as a result of wearing down its major components. The thesis describes the construction, operational principle and partition of braking systems.

In the practical part of the thesis the brake system`s efficiency is verified for test vehicle before and after replacement major components of the fiction brake system. Hereafter there are set out the legislative requirements for stopping distance and deceleration.

The conclusion compares the numerical values with realistic braking distance of the test vehicle during driving tests.

OBSAH:

| | |
|-------------------------------------------------------------------------|----|
| Seznam použitých zkratk | 0 |
| Seznam použitých značek | 0 |
| 1. ÚVOD | 1 |
| 2. ÚČEL A KONSTRUKCE BRZDOVÉ SOUSTAVY | 3 |
| 2.1 Základní pojmy | 4 |
| 2.2 Zákonné předpisy a vyhlášky | 7 |
| 2.3 Druhy brzdových soustav podle zdroje energie | 9 |
| 2.3.1 Přímočinná brzdová soustava | 9 |
| 2.3.2 Brzdová soustava s posilovačem | 10 |
| 2.3.3 Nepřímočinná brzdová soustava | 10 |
| 2.4 Kapalinové brzdy | 10 |
| 2.4.1 Výpočet základních parametrů | 12 |
| 2.4.2 Hlavní brzdový válec | 13 |
| 2.4.2.1 Hlavní brzdový válec s centrální pružinou | 15 |
| 2.5 Bubnové brzdy | 16 |
| 2.5.1 Vlastnosti bubnových brzd | 17 |
| 2.5.2 Druhy bubnových brzd | 18 |
| 2.5.2.1 Brzda jednonáběžná – Simplex | 18 |
| 2.5.2.2 Brzda dvounáběžná – Duplex | 18 |
| 2.5.2.3 Brzda obousměrná dvounáběžná – Duo-duplex | 19 |
| 2.5.2.4 Brzda se spřaženými čelistmi – Servo | 19 |
| 2.5.2.5 Brzda obousměrná dvounáběžná se spřaženými čelistmi – Duo-servo | 19 |
| 2.5.3 Brzdové čelisti | 19 |
| 2.5.4 Výpočet brzdového momentu | 20 |
| 2.5.5 Rozpěrné zařízení | 22 |
| 2.5.5.1 Kolový brzdový váleček | 22 |
| 2.5.5.2 Rozpěrná páka parkovací brzdy | 23 |
| 2.5.6 Brzdový buben | 23 |
| 2.5.7 Brzdové čelisti | 23 |
| 2.6 Kotoučové brzdy | 24 |
| 2.6.1 Vlastnosti | 24 |
| 2.6.2 Kotoučová brzda s pevným třmenem | 25 |
| 2.6.3 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem | 26 |
| 2.6.4 Výpočet brzdového momentu | 26 |
| 2.6.5 Brzdový kotouč | 27 |
| 2.7 Brzdové obložení | 28 |
| 2.8 Brzdová kapalina | 29 |
| 2.9 Zapojení brzdových okruhů | 29 |
| 2.9.1 Uspořádání „přední-zadní“ („II“) | 29 |
| 2.9.2 Zapojení „trojúhelníkové“ („LL“) | 30 |
| 2.9.3 Zapojení „čtyři-dvě“ („HI“) | 30 |
| 2.9.4 Zapojení „čtyři-čtyři“ („HH“) | 31 |
| 2.9.5 Uspořádání „diagonální“ („X“) | 31 |
| 2.10 Typy zkoušek | 32 |
| 2.10.1 Provozní brzdění | 32 |
| 2.10.2 Nouzové brzdění | 32 |
| 2.10.3 Parkovací brzdění | 32 |
| 3. TEORETICKÝ VÝPOČET BRZDNÝCH DRAH | 33 |

| | |
|-----------------------------------------------|----|
| 4. NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ | 38 |
| 4.1 Použitá zařízení | 38 |
| 4.2 Charakteristika testovaného vozidla | 39 |
| 4.3 Popis místa měření | 39 |
| 4.4 Popis měření..... | 40 |
| 4.5 Naměřené hodnoty | 41 |
| 5. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ | 42 |
| 6. ZÁVĚR | 44 |

Seznam použitých značek

| Značka | Rozměr | Název |
|------------------|-------------------------------------------|------------------------------------|
| E | [J] | Pohybová energie |
| m | [kg] | Hmotnost |
| v, V | [m.s ⁻¹ , km.h ⁻¹] | Rychlost |
| s | [m] | Brzdná dráha |
| μ | [-] | Součinitel adheze |
| t | [s] | Čas |
| z | [-] | Poměrné zpomalení |
| M _B | [Nm] | Brzdný moment |
| b _{max} | [m.s ⁻²] | Maximální brzdné zpomalení |
| b _s | [m.s ⁻²] | Střední brzdné zpomalení |
| B | [N] | Brzdná síla |
| G | [N] | Tíha vozidla |
| g | [m.s ⁻²] | Tíhové zrychlení |
| F | [N] | Síla |
| P | [W] | Výkon |
| p | [MPa] | Hydrostatický tlak |
| S _k | [cm ²] | Plocha pístu kolového válce |
| c* | [-] | Vnitřní převod brzdy |
| r _B | [m] | Poloměr bubnové brzdy |
| r _d | [m] | Dynamický poloměr kola |
| i _B | [-] | Součinitel rozdělení brzdových sil |
| η _k | [%] | Účinnost kolového válce |

Seznam použitých zkratek

| Zkratka | ↔ | Význam |
|-----------|---|----------------------------------------------------|
| VŠB - TUO | ↔ | Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava |
| EHK | ↔ | Evropská hospodářská komise |
| tzn. | ↔ | to znamená |
| tzv. | ↔ | tak zvaně |
| apod. | ↔ | a podobně |
| např. | ↔ | například |
| max. | ↔ | maximálně |
| min. | ↔ | minimálně |
| mj. | ↔ | mimo jiné |
| popř. | ↔ | případně |
| brzd. | ↔ | brzdové |

1. ÚVOD

Bývaly doby, kdy člověk neuměl číst, psát ani počítat. Jeho první znalosti získával zkoušením novým věcí. Postupem času dokázal vyrobit pomůcky, které mu ulehčovaly život, objevil oheň, ochočil si zvířata, vymyslel písmo, vynalez kolo, které mu usnadnilo pohyb, dále pluh, vůz a v neposlední řadě se naučil i počítat. Uměl tedy už mnoho, ale nedokázal se pohybovat bez své nebo zvířecí pomoci. Všechny svá důmyslná zařízení musel ovládat svou vlastní silou nebo silou ochočených zvířat. Bohužel, taková síla není nekonečná a to i jakýkoliv zdroj energie, a proto potřebovali něco nebo někoho, kdo by tento problém vyřešil. Dlouhou dobu trvalo, než si začal pomáhat alespoň přírodní silou, když si pak podmanil alespoň částečně sílu větru a sílu vody. Tito dva pomocníci mu ulehčovali práci minimálně po další dvě tisíciletí.

Člověk však nechtěl být závislý na rozmarech počasí, proto bylo na čase postoupit zase o krok dále. Díky rozvoji některých přírodních oborů především fyziky a matematiky a stále vyšší úrovni řemeslné práce tak vznikl prostor pro nové technické objevy. Proto se díky skotskému vynálezci Jamesovi Wattovi a jeho technikům podařilo v 18. století sestrojít parní stroj, tedy stroj, který pracoval bez lidské námahy. Tento stroj způsobil průmyslovou revoluci. Avšak pro svou velkou hmotnost a nepohotovost nebyl ještě pořád to „pravé ořechové“.

Skutečným krokem vpřed byl až objev spalovacího motoru Němcem Karlem Benzem. Jeho motor spaloval směs petroleje a vzduchu. V červenci roku 1886 sestrojil tříkolový vozík poháněný spalovacím motorem. Nicméně ani tento vynález nevzbudil větší pozornost veřejnosti. Ve snaze povzbudit svého manžela odjela tímto vozíkem jeho manželka se svými syny za svou matkou. Ujetá vzdálenost mezi Mannheimem a Pforzheimem činila 113 km tam i zpět, cesta bez větší poruchy dodala vynálezci další chuť k dílu a proto se hned pustil do stavby čtyřkolového vozu. Práci na něm ukončil roku 1893 a tento kočárový automobil nazval „Viktoria“, na počest vítězství nad složitým problémem řízení.

Do této chvíle však šlo pouze o motory, u kterých k zapálení směsi došlo přídavným zařízením. Tento způsob však s sebou nese vždy určité komplikace, a proto již u zrodu vznětových motorů začali někteří vynálezci přemýšlet jak tento problém odstranit. Jedním z nich byl inženýr Rudolf Diesel. Tento muž německé národnosti se narodil 18. 3. 1858 v Paříži. Vystudoval v Mnichově a již při studiích se zabýval teorií a konstrukcí hospodárných tepelných motorů.

Rudolf Diesel i přes časté finanční problémy, získává za své teoretické práce dotaci od firmy MAN a Kruppových závodů a roku 1892 získává Rudolf Diesel patent na svůj nový typ spalovacího motoru. První funkční trvale použitelný vznětový motor byl postaven až v roce 1897. Tento typ motoru znamenal v technice skoro stejný pokrok jako svého času objev parního

stroje. S rostoucím automobilovým průmyslem vzrostla i touha cestovat a dopravní prostředky se staly nedílnou součástí našich životů.

Se stále dokonalejšími vozidly se zvyšovala i jejich rychlost pohybu, tím se však zvýšila i nehodovost. Následky dopravních nehod si lidé začali uvědomovat už na konci 19. Století, o čemž svědčí použití bezpečnostních pásů na sedadle kočáru roku 1885. Člověk, jako myslící tvor si uvědomoval možné následky a proto bylo nutné zavést bezpečnostní prvky ve vozidlech. Mezi hlavní bezpečnostní prvky určitě patřily, a stále patří, brzdy a brzdná ústrojí.

Nutnost zavedení určitých standardů a hlavně bezpečnostních minim vedlo ke stanovení bezpečnostních norem týkajících se brzd a brzdového ústrojí a následně i zavedení kontrolních orgánů vztahujících se k této problematice.

2. ÚČEL A KONSTRUKCE BRZDOVÉ SOUSTAVY

Brzdná zařízení vozidel jsou jednou z nejdůležitějších částí na vozidle, protože rozhodují o bezpečnosti jeho provozu. Jsou na ně tedy kladeny vysoké nároky na spolehlivost. Brzdová soustava má za úkol zpomalovat jízdu vozidla, či ji úplně zastavit nebo při stání zamezit pohybu.

Brzdová soustava musí zajišťovat brzdění provozní, nouzové (při poruše některé součásti soustavy), parkovací a zpomalovací (u nákladních automobilů).

Provozní brzdová soustava

- Snižuje rychlost vozidla, případně až do jeho úplného zastavení, přičemž se vozidlo nesmí vychýlit od přímého směru.
- Provozní brzdy jsou ovládány pouze nohou řidiče, jejich účinek musí být odstupňován (regulovatelný) a musí působit na všechna kola.

Nouzová brzdová soustava

- Plní úkoly provozních brzd při jejich poruše a musí působit alespoň na jedno kolo z každé strany vozidla.
- Soustava nemusí být samostatná, může to být neporušený okruh dvouokruhových provozních brzd nebo brzda parkovací.

Parkovací brzdová soustava

- Zajišťuje stojící vozidlo proti pohybu (zejména na svahu), a to i za nepřítomnosti řidiče vozidla.

Zpomalovací brzdová soustava

- Snižuje rychlost vozidla podle potřeby (zejména při sjíždění dlouhých svahů), aniž se použije brzda provozní, nouzová nebo parkovací.
- Úkolem těchto brzd není vozidlo zastavit.

Brzdové soustavy pracují na principu maření pohybové energie vozidla. Nejběžnější je účinné zvětšování odporu tření.

Při brzdění vozidla se maří pohybová energie a mění se v teplo. Vzhledem k velkým hmotnostem a rychlostem brzděných vozidel je množství přeměněné energie ve vznikající teplo větší, než si obvykle uvědomujeme.

Například při zastavení osobního vozidla střední třídy o celkové hmotnosti $m = 1385 \text{ kg}$ z rychlosti 90 km/h je třeba zmařit množství pohybové energie:

$$E = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1385 \cdot \left(\frac{90}{3,6}\right)^2}{2} = 432\,812 \text{ J}$$

Pokud si dovolíme zanedbat účinky odporů vozidla při jízdě, můžeme předpokládat, že celé množství této energie se promění v teplo brzd. Takové množství tepelné energie by dokázalo přivést k varu celý litr vody (přesně 1,031 l).

Umístění na vozidle

- Ovládací orgány (pedál, ruční páka apod.) jsou umístěny v kabině řidiče.
- Třecí části jsou umístěny na koncích náprav a v kolech.
- Jednotlivé části jsou podle způsobu ovládání spojeny táhly, lanky, ocelovým potrubím, pryžovými hadicemi apod.

2.1 Základní pojmy Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.

Základní automobilové názvosloví podle normy ČSN 30 0029 (Údaje o vozidle – definice základních pojmů) uvádí z oboru brzd a brzdění tyto pojmy a definice:

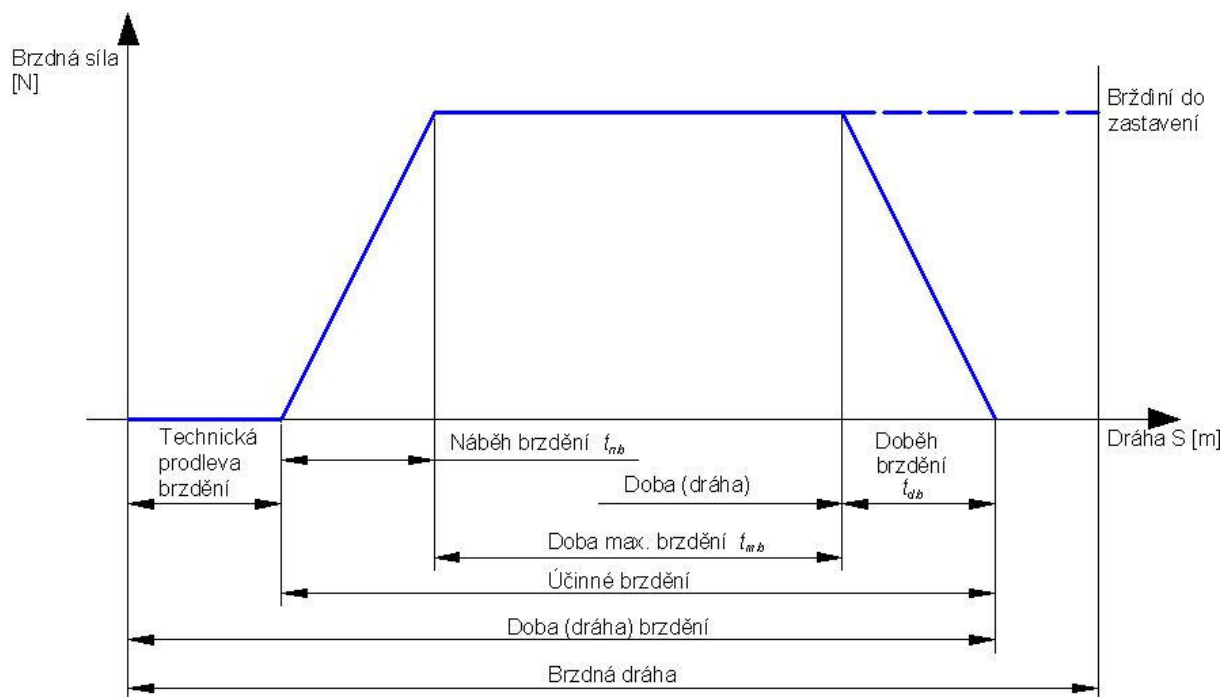
Brzdná síla [N] – síla působící proti směru pohybu vozidla, vyvozená účinkem brzdy, resp. brzdové soustavy (dosahuje-li brzdná síla právě velikosti adhezní síly na kolech vozidla, označuje se tento stav jako brzdění na mezi adheze);

Ovládací síla brzdy [N] – síla vynakládaná na brzdění buď řidičem, nebo (popř. též) jiným zdrojem energie;

Brzdící síla [N] – síla, která vzniká přímo v brzdě účinkem ovládací síly a prostřednictvím převodu brzdy a vyvolává zpomalující sílu na brzděných prvcích;

Doba brzdění [s] - doba uplynutá od okamžiku, kdy řidič začne působit na brzdu vozidla (brzdovou soustavu) až do okamžiku, kdy účinek brzdy pomine, nebo kdy se vozidlo zastaví, je znázorněna na *Obr. 1*;

Dráha brzdění [m] – dráha ujetá vozidlem v době brzdění; doba [s] resp. dráha [m] brzdění má tyto složky:



Obr. 1 Doba (dráha) brzdění a její složky [5]

Doba (dráha) prodlevy brzdy – měří se v okamžiku, kdy řidič začne působit na brzdu vozidla, až do okamžiku, kdy se účinek brzdy začne projevovat;

Doba (dráha) náběhu brzdění – měří se od okamžiku, kdy se účinek brzdy začne projevovat, až do okamžiku, kdy dosáhne své plné výše;

Účinná doba brzdění (dráha účinného brzdění) - je doba (dráha), která uplyne od okamžiku, kdy se účinek brzdy začne projevovat, až do okamžiku, kdy pomine nebo kdy se vozidlo zastaví;

Doba (dráha) doběhu brzdění – je doba, která uplyne od okamžiku, kdy řidič přestane působit na brzdu vozidla, až do okamžiku, kdy účinek brzdy pomine;

Brzdné zpomalení – úbytek rychlosti vozidla za 1 s, způsobený účinkem provozní, pomocné, popř. zpomalovací brzdy; střední brzdné zpomalení a_s se vypočte z rychlosti v [km.h⁻¹] a brzdné dráhy s [m] podle vzorce $a = \frac{v^2}{25,9 \cdot s}$,

Kde: v je rychlost vozidla [km.h⁻¹]
 s je brzdná dráha [m];

Brzdná dráha [m] – dráha brzdění, jestliže bylo vozidlo brzděno až do zastavení (známe-li střední brzdné zpomalení vozidla v daných podmínkách, lze dráhu vypočítat analogicky z této hodnoty a z počáteční rychlosti před brzděním);

Brzdný součinitel (střední, okamžitý) – poměr odpovídajícího brzdného zpomalení a tíhového zrychlení;

Brzdňý sklon [°] – sklon svahu, na kterém lze vozidlo brzdou udržet v klidu (je měřítkem účinnosti parkovací brzdy);

Brzdňý výkon [W] – součin brzdňé síly [N] a rychlosti vozidla [m.s⁻¹];

Slábnutí brzd – zmenšení účinku brzd, způsobené jejich oteplení během brzdění (po vychladnutí brzd pomine);

Sílení brzd – zvětšení účinku brzd, způsobené různými vlivy při provozu

Účinek brzdy (brzdové soustavy) je její schopnost snížit rychlost vozidla, popř. je zastavit, udržovat požadovanou rychlost při jízdě ze svahu nebo vozidlo na svahu udržet. Účinek brzdy vyjadřujeme brzdňou dráhou, zpomalením nebo brzdňým sklonem.

Adhezní síla je největší síla, kterou lze přenést ve styku kola s vozovkou při daném stavu jejího povrchu a při dynamickém stavu pneumatiky. Překročí-li brzdňá síla velikost síly adhezní, kolo se přestane otáčet, zablokuje se a začne se smýkat. Zablockované kolo však je schopno přenášet menší sílu a při tom zcela ztrácí svou vodící funkci.

Brzdňou dráhu lze vypočítat z pohybové energie jedoucího automobilu, která se spotřebuje na práci brzdňé síly:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 = F_b s \quad [J]$$

Nejúčinnější brzdňá síla je na mezi adheze, kdy platí vztah: $F_b = mg\mu \quad [N]$,

a tedy platí: $\frac{1}{2}mv^2 = mg\mu \quad [J]$,

kde : m – hmotnost vozidla [kg],
 v – rychlost vozidla [m.s⁻¹],
 g – tíhové zrychlení [9,81 m.s⁻²],
 μ – součinitel adheze pneumatiky k vozovce [-],
 s – brzdňá dráha [m].

součin $g \cdot \mu$ je hodnotou středního brzdňého zpomalení a_s .

Jsou-li určeny v [km.h⁻¹] a a_s , lze vypočítat pro podmínky jízdy po rovině:

$$s = \frac{v^2}{25,92 \cdot a_s} \quad [m], \text{ popřípadě } t = \frac{v}{3,6 \cdot a_s} \quad [s]$$

Podobně z hodnot v a t lze vypočítat:

$$a_s = \frac{v}{3,6 \cdot t} \quad [m \cdot s^{-2}], \quad \text{a} \quad s = \frac{v \cdot t}{7,2} \quad [m].$$

Z t a s získáme:

$$a_s = \frac{2 \cdot s}{t^2} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad \text{a} \quad v = \frac{7,2 \cdot s}{t} \quad [km \cdot h^{-1}],$$

Respektive z t a a_s :

$$v = 3,6 \cdot a_s \cdot t \quad [km \cdot h^{-1}] \quad \text{a} \quad s = \frac{a_s \cdot t^2}{2} \quad [m],$$

z v a s :

$$a_s = \frac{v^2}{25,92 \cdot s} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad \text{a} \quad t = \frac{7,2 \cdot s}{v} \quad [s],$$

z a_s a s :

$$t = \sqrt{\frac{2s}{a_s}} \quad [s] \quad \text{a} \quad v = \sqrt{25,92 \cdot a_s \cdot s} \quad [km \cdot h^{-1}].$$

2.2 ZÁKONNÉ PŘEDPISY A VYHLÁŠKY

Pro dosažení plynulé dopravy je nezbytné, aby vozidla dosahovala rychlé akcelerace a rychlého zpomalení. Zvlášť důležité je brzdění, tedy snížení rychlosti. Z těchto důvodů jsou požadavky na brzdové zařízení stanoveny zákonem a vyhláškami, v ČR mimo jiné platí vyhláška Ministerstva dopravy. Tyto požadavky jsou v souladu s homologačními předpisy EHK č. 13, 78, 90.

Odstupňované brzdění nastává tehdy, pokud řidič může v jakémkoliv okamžiku zvětšit brzdnou sílu působením na ovládací prvek. Velikost brzdné síly se mění ve stejném smyslu jako působení na ovládací prvek a lze snadno regulovat dostatečně jemnou brzdnou sílu.

U každého vozidla musí být min. dvě na sobě nezávislé brzdové zařízení, z nichž jedno poskytuje dostatečně jemné odstupňované ovládání pohybu vozidla a jeho účinné a spolehlivé zastavení (provozní brzdění), druhé zajišťuje udržení stojícího vozidla (parkovací brzdění). Brzdová zařízení u vozidel kategorie M a N musí splňovat takové podmínky, aby v případě vyskytnutí poruchy soustavy pro provozní brzdění umožňovala zastavit vozidlo nouzovým brzděním.

Soustava provozního brzdění je konstruována tak, že musí umožnit ovládání pohybu vozidla a jeho spolehlivé, rychlé a účinné zastavení za jakékoliv rychlosti a při každé okamžité hmotnosti a to na všech svazích (ve stoupání i klesání), které se mohou při provozu vyskytnout. U provozního brzdění musí být odstupňovatelný účinek. Ovládání provozního brzdícího prvku nesmí vyžadovat změnu polohy trupu řidiče v sedadle a sundání obou rukou z řízení vozidla.

Při poruše provozního brzdění musí umožnit nouzové brzdění zastavení vozidla. Musí být také odstupňovatelné a dále musí působit min. na jedno kolo z každé strany vozidla podél jeho podélné střední roviny. Ovládání nouzového brzdícího prvku nesmí vyžadovat změnu polohy trupu řidiče v sedadle, přičemž musí ovládat řízení vozidla nejméně jednou rukou.

Parkovací brzdění musí umožňovat setrvání stojícího vozidla, soupravy nebo přípojného vozidla odpojeného od tažného vozidla na svahu (stoupání i klesání), i za nepřítomnosti řidiče, v klidu. Brzdové prvky vlastního brzdného ústrojí pro parkovací brzdění musí působit nejméně na jedno kolo z každé strany vozidla podél jeho podélné střední roviny. Ovládání parkovacího brzdícího prvku nesmí vyžadovat změnu polohy trupu řidiče v sedadle.

Tabulka 1 Požadavky na brzdňý účinek podle EHK – R13, ES 71/320 a vyhlášky MD ČR [9]

| Kategorie vozidel podle EHK – R13 (druh, max. hmotnost m) | | Osobní automobily M1 |
|--------------------------------------------------------------|--------------------------|--------------------------------------------------------------|
| Provozní brzdění | Počáteční rychlost v_0 | 80 km.h ⁻¹ |
| | Max. brzdňá dráha s_b | $0,1 \cdot v_0 + \frac{v_0^2}{150}, \quad s = 50,7m$ |
| | Max. nožňí síla F_a | 500 N |
| | Max. prodlevy t_l | 0,36 s |
| | Zpomalení a | 5,8 m.s ⁻² |
| Nouzové brzdění | Max. brzdňá dráha s | $0,1 \cdot v_0 + \frac{2 \cdot v_0^2}{150}, \quad s = 93,4m$ |
| | Max. ruční síla F_a | 400 N |

V rozsahu od pohotovostňí do celkové hmotnosti vozidla musí být brzdy vždy schopny zastavit vozidlo nejméně na vzdálenost s_b uvedenou v **Tabulka 1**. Hodnoty t_l , a jsou vypočteny, ostatňí hodnoty jsou podle předpisu EHK č. 13, příp. podle vyhlášky Ministerstva dopravy ČR. Dosažený předepsaný brzdňý účinek musí být bez blokování kol, a aniž by vozidlo vybočovalo ze směru jízdy. Působení provozňího brzdění musí být souměrné k podélné středňí rovině vozidla na kola téže nápravy.

U osobňích automobilů (kategorie vozidel M) musí být požadovaný účinek provozňího brzdění rozdělen mezi jednotlivé nápravy v mezích předepsaných z hlediska bezpečnosti a to bez ohledu na okamžitou hmotnost vozidla a i za různých adhezních podmínek.

EHK č. 13 je předpis, který mimo jiné předepisuje požadavky pro rozdělení brzdňích sil na nápravy u různých kategorií vozidel, která **nejsou vybavena protiblokovacím zařízením**.

Předpis EHK č. 13 (příloha II) zakotvuje požadavek, dle kterého pro všechny kategorie vozidel musí platit

$$z \geq 0,1 + 0,85 \cdot (\mu_v - 0,2) \quad (1)$$

Pro $\mu_v = 0,2$ plyne $z \geq 0,1$; $\mu_v = 0,8$ plyne $z \geq 0,6$. Požadavek (1) stanovuje podmínku min. brzdného účinku. Z rovnice (1) plyne pro součinitel přilnavosti

$$\mu_v \leq (z + 0,07)/0,85. \quad (2)$$

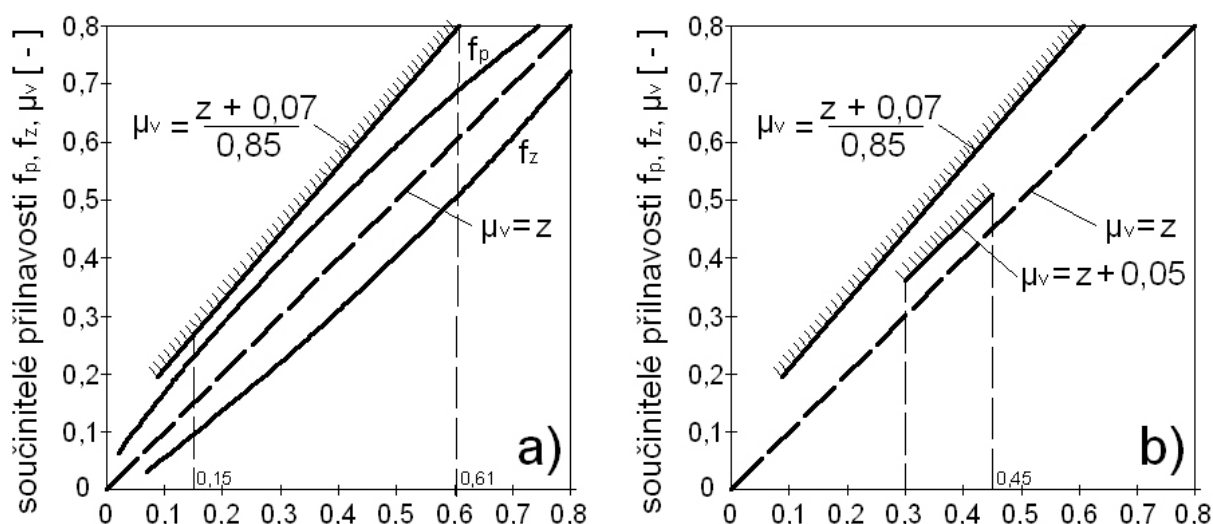
Dále předpis stanovuje podmínku zachování stability, a to pomocí průběhu křivek využívané přilnavosti $f_p(z)$ a $f_z(z)$. Pro všechny stavy zatížení vozidla musí křivka využití přední nápravou $f_p(z)$ probíhat nad křivkou využití přilnavosti zadní nápravou $f_z(z)$, a to:

Pro vozidla s počtem míst k sezení až do 8 osob kromě řidiče pro poměrná zpomalení v rozsahu $0,15 < z < 0,8$ (3)

Zobrazení tohoto požadavku a to včetně podmínky min. brzdného účinku (2) je znázorněno na obr. 2a. Pro tuto kategorii vozidel jsou také přípustné hodnoty v rozsahu

$$0,3 < z < 0,45 \quad (4)$$

pro obrácený vzájemný průběh křivek využití přilnavosti ($f_p < f_z$) pod podmínkou, že křivka $f_z(z)$ nedosáhne hodnot vyšších než 0,05 nad přímkou ideálního využití přilnavosti $\mu_v = z$, tzn. $f_z < z + 0,05$, obr. 2b.



Obr. 2 Požadavky na průběh křivek využívané přilnavosti pro osobní automobily [9]

2.3 DRUHY BRZDOVÝCH SOUSTAV PODLE ZDROJE ENERGIE

2.3.1 Přímočinná brzdová soustava

Tento druh brzd se vyznačuje tím, že velikost brzdící síly je přímo a pouze závislá na síle, jakou řidič působí na pedál, popř. na páku brzdové soustavy. Tato síla je dále přenášena **mechanickými** nebo **hydraulickými převody** na kola vozidla.

Nejjednodušším druhem přímočinných brzd jsou **brzdy mechanické**, které se dnes používají už jen jako pomocné ruční brzdy, popř. jako brzdy jednostopých vozidel. Pracují s mechanickým pákovým převodem a přenosem pohybu lany, táhly, tyčemi, vzpěrami apod. Provozní mechanické brzdy byly velmi rozšířené u vozů v prvním desetiletí 20. století, ale kromě

problémů se spolehlivostí, údržbou, pohotovostí a složitostí celého převodního systému mechanických brzd spočívala jejich hlavní nevýhoda v omezenosti velikosti převodu. Tyto negativní vlastnosti měly za následek zhruba od 20. let 20. století rozšíření brzd kapalinových, u nichž se tyto nedostatky povedlo odstranit.

2.3.2 Brzdová soustava s posilovačem

Jestliže, řidič nedovede vyvinout dostatečnou ovládací sílu na brzdový pedál, může být tato síla posílena pomocí **podtlakového** nebo **hydraulického posilovače**. Posilovač musí být zkonstruován tak, aby při jeho poruše zůstala brzdová soustava v činnosti a přitom ovládací síla na brzdový pedál nepřesáhla 800 N.

2.3.3 Nepřímá brzdová soustava (strojní brzdy)

Brzdový účinek je tvořen jiným zdrojem energie (obvykle tlakem vzduchu), který řidič pouze ovládá.

2.4 KAPALINOVÉ BRZDY

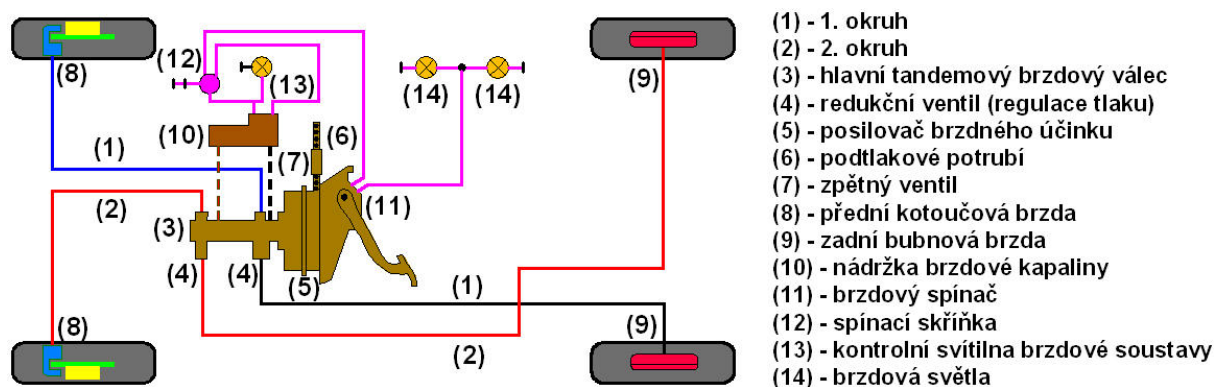
Kapalinová (hydraulická) brzdová soustava (*Obr. 3*) se skládá z brzdového pedálu, hlavního tandemového brzdového válce, brzdového potrubí, brzdových hadiček, kolových brzdových válečků a vlastních kolových brzd.

Konstrukce [5]

Na hlavní brzdový válec (3) působí ovládací síla brzdového pedálu, která může být zvýšena posilovačem brzd (5). Pomocí hydraulického převodu, popř. doplněného posilovačem, je možno vytvořit velkou přitlačnou sílu v kolových brzdách při poměrně malé ovládací síle na brzdovém pedálu. V některé části brzdové soustavy (např. v okruhu brzd zadní nápravy) mohou být omezovače nebo regulátory tlaku brzdové kapaliny (4).

Jako kolové brzdy se používají u předních kol obvykle brzdy kotoučové (8), u zadních bubnové (9), je však možno použít kotoučové brzdy u všech kol.

Z důvodů bezpečnosti jsou dnes brzdové soustavy tvořeny prakticky **vždy dvěma brzdovými okruhy (dvouokruhová brzdová soustava)**. U kapalinových brzd vyžaduje taková soustava použití dvojitého, obvykle tandemového hlavního brzdného válce (3). V případě poruchy jednoho brzdového okruhu může být vozidlo zabrzděno okruhem neporušeným.

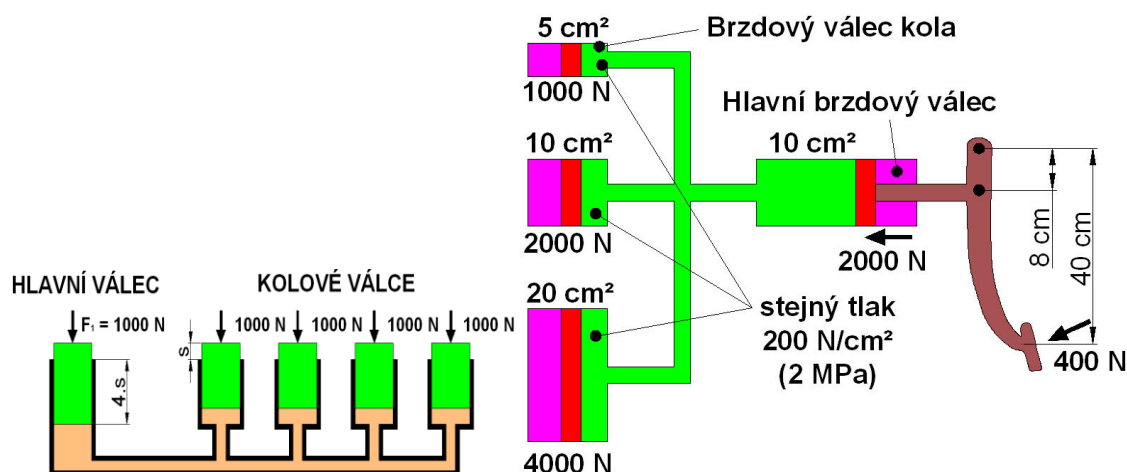


Obr. 3 Dvouokruhová brzdová soustava Škoda Favorit [5]

Princip činnosti

Činnost kapalinové brzdové soustavy je založena na využití Pascalova zákona: „Tlak vyvolaný vnější silou, která působí na povrch kapaliny v uzavřené nádobě, je ve všech místech kapaliny stejný.“

Tlak kapaliny se vytvoří pomocí brzdového pedálu, který působí silou na píst v hlavním brzdovém válci. Následně kapalina přenáší vytvořenou tlakovou sílu na pístky v kolových brzdových válečkách, přičemž obvykle vytváří i příslušný převod (Obr. 4).



Obr. 4 Hydraulický převod [5]

Hydraulický systém je typický tím, že působící síly jsou ve stejném poměru, v jakém jsou velikosti ploch jejich pístků, tzn., na pístek který má větší plochu působí větší síla a naopak, přičemž tlak kapaliny je stejný, ale zdvihy pístků jsou v opačném poměru než působící síly.

Kapalinové brzdy pracují s vysokým tlakem (až 12 MPa, tj. 120 bar, krátkodobě až 18 MPa, tj. 180 bar), a díky tomu, mohou mít jednotlivé části brzdové soustavy poměrně malé rozměry. Pokud je dosaženo malé vůle mezi těmito jednotlivými částmi brzdové soustavy, tak okamžitě po stlačení pedálu se dá do pohybu malé množství kapaliny, tlak v systému náhle vzroste a brzdy začnou účinkovat, tedy brzdy pracují pouze s malým zpožděním. Kapalinové brzdy vyžadují pouze velmi malou údržbu.

2.4.1 Výpočet základních parametrů

Síla působící na brzdou čelist u kapalinové ovládací soustavy je dána vztahem

$$K = p \cdot S_K \cdot \eta_K, \quad (5)$$

Kde p je hydrostatický tlak, S_K plocha pístu kolového válce a η_K účinnost kolového válce.

Brzdňý moment brzdy, který je dále odvozen v kapitole 2.5.5 Výpočet brzdového momentu (21), je

$$M_B = c^* \cdot r_B \cdot K \quad (6)$$

a nebo také

$$M_B = B \cdot r_d \quad (7)$$

kde B je brzdňá síla působící ve stopě pneumatiky a r_d je dynamický poloměr kola. Z rovnic (5) a (7) vyplývá pro brzdou sílu na jednom kole:

$$B = p \cdot S_K \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d}. \quad (8)$$

Brzdňá síla pro obě kola přední nápravy je

$$B_p = 2 \cdot p \cdot S_K \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \quad (9)$$

a

$$B_z = 2 \cdot p \cdot S_K \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d}. \quad (10)$$

V důsledku čehož platí pro celou brzdou sílu

$$B = B_p + B_z = G \cdot z, \quad (11)$$

kde G je tíha vozidla a z je brzdňý součinitel (poměrné zpomalení $z = \frac{B}{G}$). Označíme-li součinitel rozdělení brzdňých sil

$$i_B = \frac{B_p}{B}, \quad (12)$$

potom

$$B_p = i_B \cdot B = i_B \cdot z \cdot G = 2 \cdot p \cdot S_{Kp} \cdot \left(\eta_K^{22} \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_p, \quad (13)$$

a

$$B_z = (1 - i_B) \cdot B = (1 - i_B) \cdot z \cdot G = 2 \cdot p \cdot S_{Kz} \cdot \left(\eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_z. \quad (14)$$

Z toho vyplývá pro průřezy kolových válců

$$S_{Kp} = \frac{z \cdot G \cdot i_B}{p \cdot \left(2 \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_p}, \quad (15)$$

a

$$S_{Kz} = \frac{z \cdot G \cdot (1 - i_B)}{p \cdot \left(2 \cdot \eta_K \cdot c^* \cdot \frac{r_B}{r_d} \right)_z}. \quad (16)$$

Hodnoty G a r_d jsou uváděny od výrobce vozidla; $(1-i_B)$, c^* (a tím r_B) je nutno nejdříve určit nebo zvolit, $\eta_K = 96 \div 98\%$. Dále je nutno rozhodnout jaká hodnota tlaku p má být přiřazena brzdnému součiniteli („zbrdění“) z . Dnes se používají hydraulické tlaky $110 \div 125$ bar ($1 \text{ bar} = 10 \text{ N/cm}^2$), brzdý součinitel $z = 85 \div 90\%$.

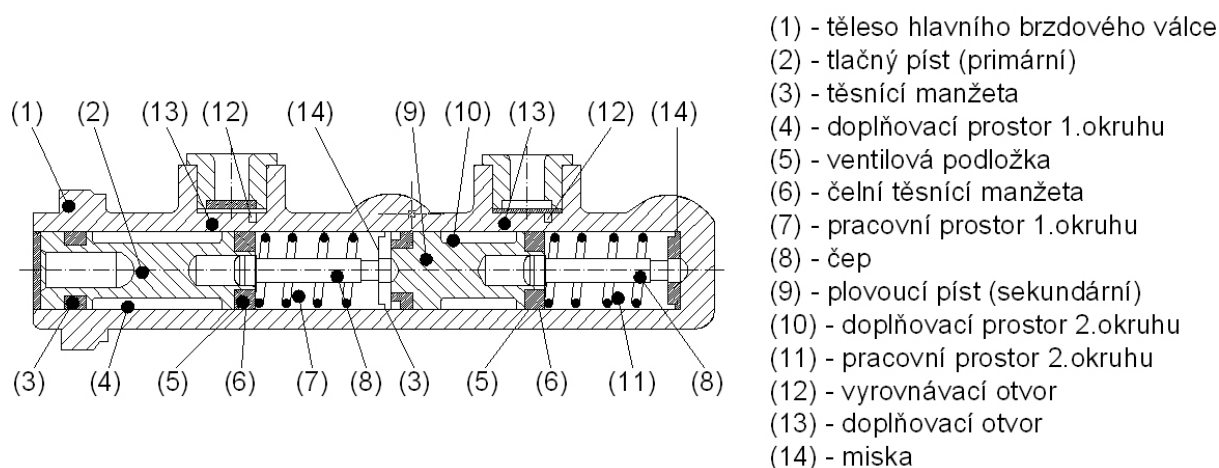
Z toho plynou doporučené hodnoty

$$S_{Kp} = \frac{G \cdot i_B}{2600 \cdot \left(c^* \cdot \frac{r_B}{r_d}\right)_p}, \quad S_{Kz} = \frac{G \cdot (1-i_B)}{2600 \cdot \left(c^* \cdot \frac{r_B}{r_d}\right)_z} \quad G[\text{N}], S_K[\text{cm}^2] \quad (17)$$

2.4.2 Hlavní brzdový válec

Účel:

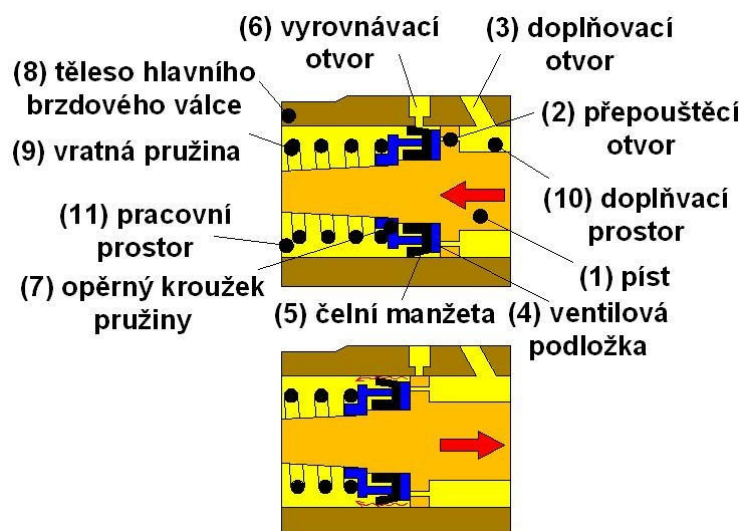
- Vytvoření tlaku v každém brzdovém okruhu
- Dovolit změnu objemu kapaliny v závislosti na změně teploty
- Dosažení rychlého snížení tlaku v systému při rychlém uvolnění brzdového pedálu



Obr. 5 Tandemový hlavní brzdový válec Škoda Favorit [5]

Konstrukce [5]

Hlavní tandemový brzdový válec (*Obr. 5*) se skládá ze dvou hlavních válců umístěných za sebou. Ve společném tělese (1) je umístěn primární tlačný píst (2) a sekundární plovoucí píst (9). Oba písty jsou provedeny jako dvojité, tzn., že mezi utěsněnou přední a zadní částí pístu je doplňovací prostor (4) případně (10), který je vždy vyplněn brzdovou kapalinou. Zadní stěny obou pístů jsou utěsněny manžetou (3). V případě pístu (2) utěsňuje tato manžeta doplňovací prostor (4) proti atmosféře, v případě plovoucího pístu (9) od sebe odděluje pracovní prostor (7) a prostor doplňovací (10). Na čelech obou pístů jsou těsnící manžety (6). Mezi pístem a manžetou jsou ventilové podložky (5), které zabráňují vmáčknutí manžety do přepouštěcích otvorů v pístech (2 a 9) a tím jejímu poškození.

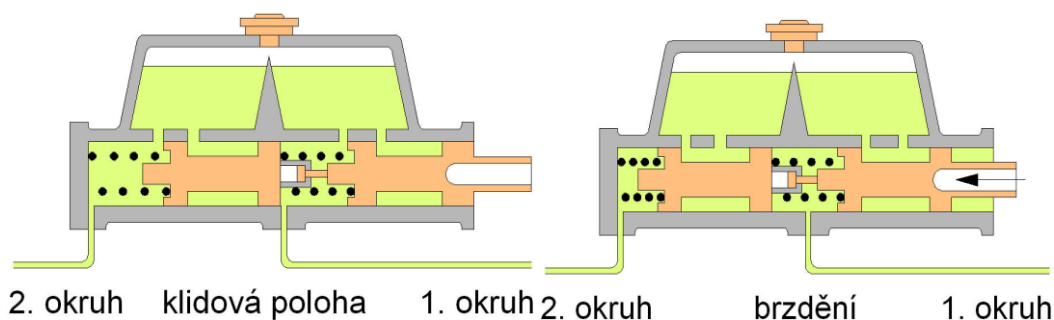


Obr. 6 Činnost čelní manžety [7]

Princip činnosti

Klidová poloha (Obr. 7) – V této poloze se nacházejí vyrovnávací otvory ve stavu, kde jsou odkryty. Pomocí spojení obou pracovních pístů s vyrovnávací nádobkou, je dosaženo rychlého změnění objemu brzdové kapaliny při jejím ohřívání nebo ochlazování. Pokud je vyrovnávací otvor zavřen vlivem nesprávné polohy pístu nebo případného znečištění, je zabráněno ve vyrovnávání objemu a při zahřátí dochází v důsledku zvětšení objemu brzdové kapaliny k přibrzdování.

Brzdění (Obr. 6 a Obr. 7) – primární tlačný píst se pohybuje při sešlápnutí pomocí tlačítka brzdového pedálu vlevo. Manžeta (5) zakryje vyrovnávací otvor (6) a v pracovním prostoru (11) prvního okruhu dochází k vzrůstu tlaku. V důsledku zvýšení tlaku se posunuje vlevo i plovoucí píst, manžeta uzavře i v tomto případě vyrovnávací otvor a zvýšení tlaku se dosáhne i v pracovním prostoru druhého okruhu. S minimální časovou ztrátou se vytváří na kolech příslušná brzdná síla.

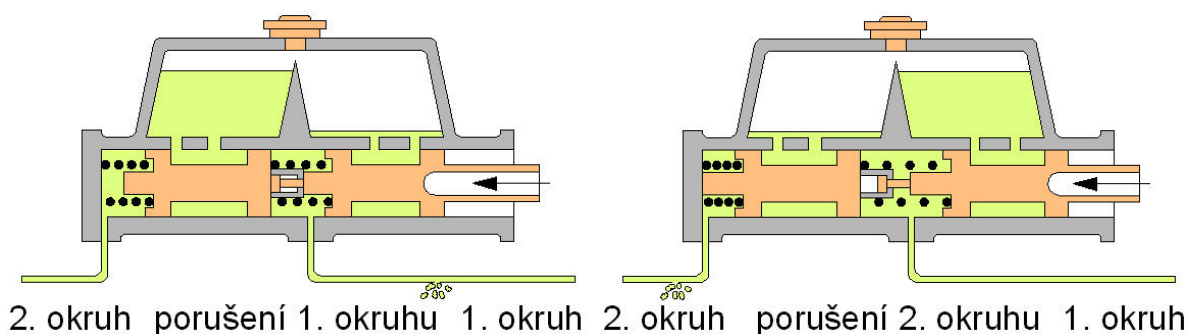


Obr. 7 Činnost hlavního dvouokruhového brzdového válce [5]

Rychlé odbrzdění (Obr. 6) – Funkční vlastnosti vratné pružiny (9) je, že tlačí oba písty do klidové polohy. Těsnící manžeta (5) na čele plovoucího pístu se deformuje a ventilová podložka (4) se nadzvedne. Brzdová kapalina proudí z doplňovacího prostoru (11). Tímto způsobem se brání vzniku podtlaku v brzdovém okruhu a nedojde k vniknutí vzduchu do brzdové soustavy. Tlak rychle poklesne a brzdy se uvolní. Stejný proces probíhá i u pístu ovládaného brzdovým pedálem.

Porušení prvního okruhu (Obr. 8) – primární tlačný píst se posune až k plovoucímu pístu, o který se opře svým čepem. Ovládací síla brzdového pedálu působí přímo na plovoucí píst neporušeného druhého okruhu.

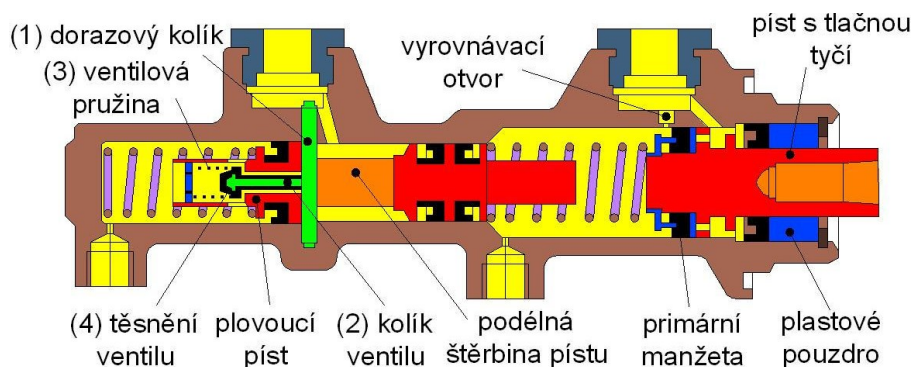
Porušení druhého okruhu (Obr. 9) – plovoucí píst se posune dopředu až na doraz a utěsní neporušený první okruh (zabraňuje úniku kapaliny z prvního okruhu do druhého). V prvním okruhu se nyní může zvýšit tlak.



Obr. 8 Porušení některého okruhu [5]

2.4.2.1 Hlavní brzdový válec s centrálním ventilem

U tohoto hlavního brzdového válce (Obr. 9) přejímá funkci přepouštěcích otvorů centrální ventil, který je umístěn v pístu. Odpadají přepouštěcí otvory a snižuje se nebezpečí poškození čelní těsnící manžety. Je to důležité zejména u brzdových soustav s regulací brzdového tlaku (ABS), proto při regulaci dochází neustále k nárůstu a poklesu tlaku, a tak může dojít k poškození manžety. Centrální ventil může být umístěn buď pouze v plovoucím pístu, nebo v obou pístech.



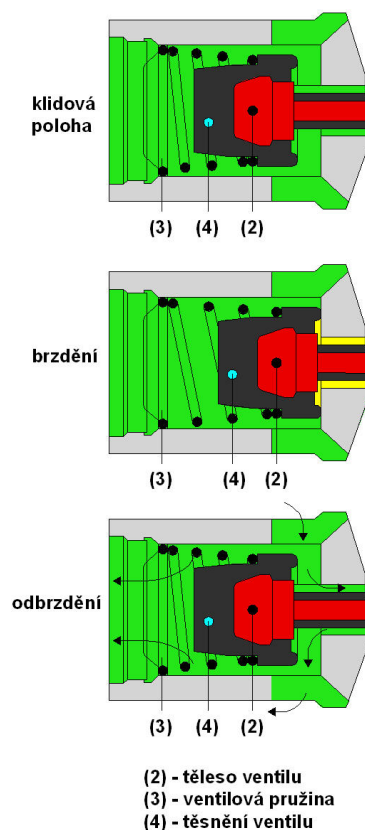
Obr. 9 Tandemový hlavní brzdový válec s centrálním ventilem [7]

Konstrukce [5]

Píst je opatřen podélnou šterbinou, do které ústí v přední části pístu kanál. V tomto kanále je uložen centrální ventil (2). Ve šterbině je uložen kolík (1), který je uchycen v tělese hlavního brzdového válce. Kolík slouží jako doraz pro otevření centrálního ventilu.

Princip činnosti (Obr. 10) [5]

- Klidová poloha – Těleso ventilu (2) dosedá svou zadní částí na kolík, ventil je otevřen a může docházet k vyrovnání změny objemu kapaliny.
- Brzdění – píst se posouvá doleva, ventilová pružina (3) uzavře ventil, pracovní prostor před pístem je tak uzavřen a může dojít k nárůstu tlaku v příslušném okruhu.
- Odbrzdní – po uvolnění brzdového pedálu se píst pohybuje doprava, těleso ventilu (2) dosedne na kolík, ventil se otevře a dochází k rychlému poklesu tlaku v brzdovém okruhu (část kapaliny proudí do vyrovnávací nádoby).



Obr. 10 Centrální ventil [5]

Centrální ventil v tlačném (primárním) pístu, klidová poloha – v pístu je kratší podélná šterbina X, na pístek je nasunut kroužek, ke kterému je kolík přinýtován. Kroužek je tlačén pružinou doprava a je opřen o doraz v tělese válce (poloha na Obr. 9). V tomto případě je centrální ventil otevřen.

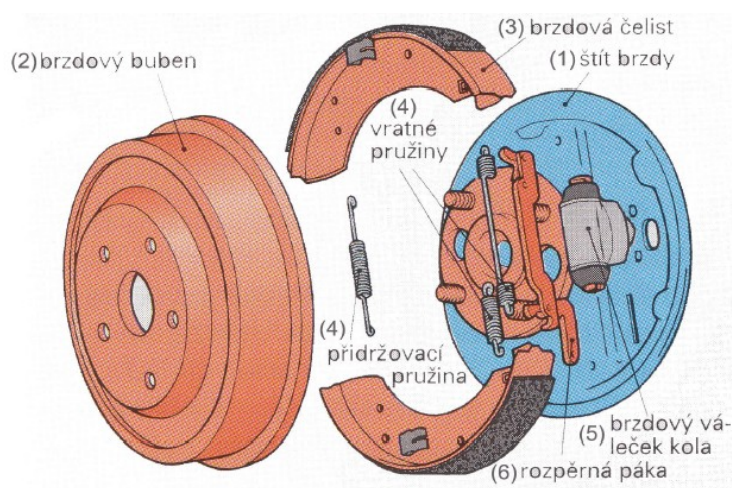
2.5 Bubnové brzdy

Bubnové brzdy používané u vozidel jsou třecí s vnitřními brzdovými čelistmi. Nejdůležitější části jsou brzdový buben, brzdové čelisti, rozpěrné zařízení, vratné pružiny a štít brzdy.

Konstrukce a princip činnosti (Obr. 11)

Brzdový buben (2) je pevně spojen s kolem a otáčí se s ním. Brzdové čelisti (3) a části pro vytváření přitlačné síly jsou uloženy na štítu brzdy (1). Štít je pevně spojen s nápravou a neotáčí se. Brzdové čelisti (3) jsou přitlačovány rozpěrným ústrojím na vnitřní plochu brzdového bubnu. Při přitlačení čelistí opatřených obložením na vnitřní plochu bubnu vzniká tření a tím se vytváří potřebná brzdná síla. Přitlačná (rozpěrná) síla může být vytvořena hydraulicky kolovým

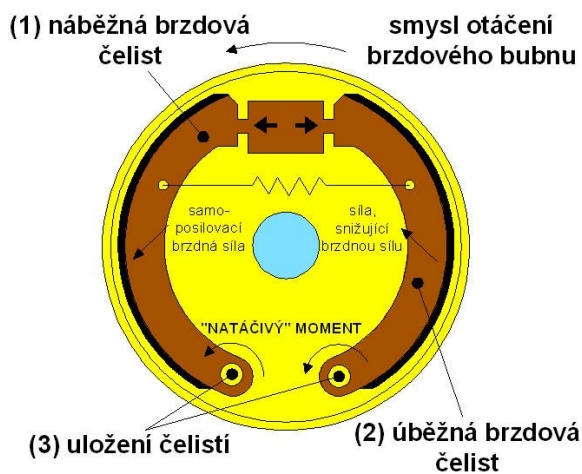
brzdovým válečkem (5) (provozní brzdy) nebo mechanicky rozpěrnou pákou (6) nebo brzdovým klíčem (parkovací brzdy).



Obr. 11 Bubnová brzda [7]

2.5.1 Vlastnosti bubnových brzd

Mají samoposilující (servo) účinek, který může být poměrně velký a závisí na uspořádání brzdových čelistí (Obr. 12). Tření vytváří moment, který náběžnou čelist (1) přitlačuje k bubnu, a posiluje tak její brzdný účinek, brzdný účinek úběžné čelisti se naopak zmenšuje,



Obr. 12 Samoposilující účinek jednonáběžné brzdy (Simplex) [5]

- Prakticky celá brzda je umístěna uvnitř bubnu, a je tak chráněna proti nečistotám,
- Umožňují jednoduché přizpůsobení pro funkci parkovací brzdy,
- Mají poměrně velkou životnost brzdového obložení,
- Při zahřátí, např. vlivem dlouhodobého brzdění, u nich nastává pokles brzdného účinku (tzv. „slábnutí“ brzd – fading). Při silném zahřátí může dojít i k deformaci brzdového bubnu.

2.5.2 Druhy bubnových brzd (Obr. 13)

Podle ovládání a uložení brzdových čelistí rozlišujeme brzdy jednonáběžné (Simplex), dvounáběžné (Duplex), dvounáběžné obousměrné (Duo-duplex), brzdy se spřaženými čelistmi (Servo) a obousměrné dvounáběžné se spřaženými čelistmi (Duo-servo).

2.5.2.1 Brzda jednonáběžná – Simplex (Obr. 13a)

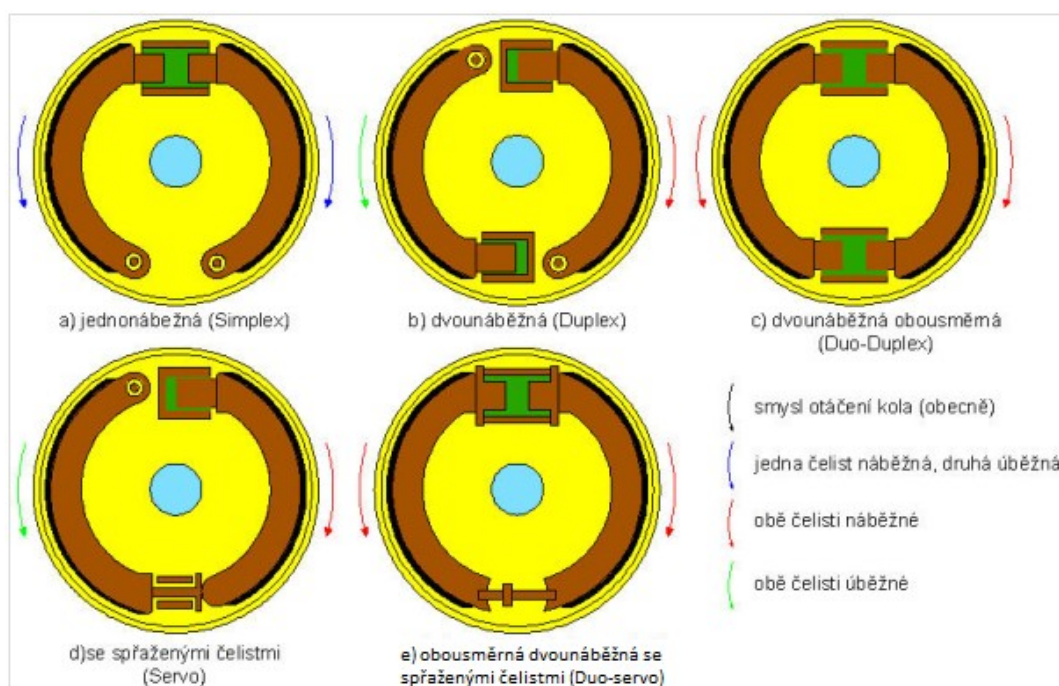
Je to nejjednodušší typ bubnové brzd, která je tvořena náběžnou a úběžnou brzdovou čelistí. Přítlačná síla obou čelistí je vytvářena společným rozpěrným zařízením, např. dvoupístkovým brzdovým válečkem, brzdovou vačkou, rozpěrným klínem nebo pákou (klíčem). Každá čelist má svůj otočný čep nebo opěrnou plochu.

Brzda má stejnoměrný, ale malý samoposilující účinek, opotřebení obložení je nerovnoměrné. Brzdný účinek je při jízdě vpřed i vzad stejný. Lze ji jednoduše doplnit o části, které umožní, aby pracovala současně i jako parkovací.

2.5.2.2 Brzda dvounáběžná – Duplex (Obr. 13b)

Při jízdě vpřed má brzda obě čelisti náběžné, což vyžaduje rozpěrné zařízení pro každou čelist zvlášť. Nejčastěji se používají dva jednopístkové brzdové válečky, přičemž každý váleček tvoří současně opěrku pro druhou čelist.

Brzdný účinek je při jízdě vpřed větší než u jednonáběžné brzd, při jízdě vzad pracují však obě čelisti jako úběžné.



Obr. 13 Druhy bubnových brzd [5]

2.5.2.3 Brzda obousměrná dvounáběžná – Duo-duplex (Obr. 13c)

Brzda má dva dvoupístkové brzdové válečky, tzn., že brzdný účinek je v obou směrech jízdy stejný.

2.5.2.4 Brzda se spřaženými čelistmi – Servo (Obr. 13d)

Čelisti jsou skloubeny tak, že na sebe působí navzájem. Při jízdě vpřed působí obě čelisti jako náběžné, při jízdě vzad jako úběžné.

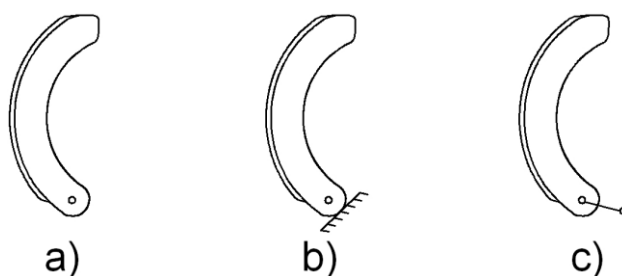
2.5.2.5 Brzda obousměrná dvounáběžná se spřaženými čelistmi – Duo-servo (Obr. 13e)

Vzhledem ke směru působení třecí síly a vytvořenému momentu se projeví samoposilující účinek u obou čelistí. Čelisti jsou spojeny pohyblivou opěrkou a pracují v obou směrech otáčení bubnu jako náběžné. Brzda má při obou směrech jízdy stejný brzdný účinek a vyžaduje pouze malou ovládací sílu. Účinnost brzdy je však značně ovlivňována nečistotami a vlhkostí. Používá se často jako parkovací, v tom případě se jako rozpěrné zařízení používá brzdový klíč ovládaný lankem.

2.5.3 Brzdové čelisti

Brzdové čelisti s třecím obložením jsou umístěny ve vnitřním prostoru bubnu (proto se tyto brzdy nazývají také brzdy s vnitřními čelistmi) a jsou při brzdění přitlačovány na plochu, která je tvořena otáčející částí bubnové brzdy, což je buben (Obr. 11), jehož vnitřní válcový povrch tvoří třecí plochu. Radiální přitlačení čelistí na třecí plochu je tvořeno tzv. ovládacím zařízením, které působí u každé čelisti na jednom konci. Podle způsobu uložení druhého konce dělíme čelisti (Obr. 14):

- Otočné, které jsou otočně uloženy na čepu, mají pevný otočný bod a 1 stupeň volnosti.
- Volné, které jsou opřeny o opěrnou plochu (kolmou nebo šikmou) se nazývají plovoucí čelisti, anebo uložené pomocí výkyvné vzpěry na čepu, které se nazývají zakotvené čelisti. Nemají tedy pevný otočný bod a mají 2 stupně volnosti pohybu.

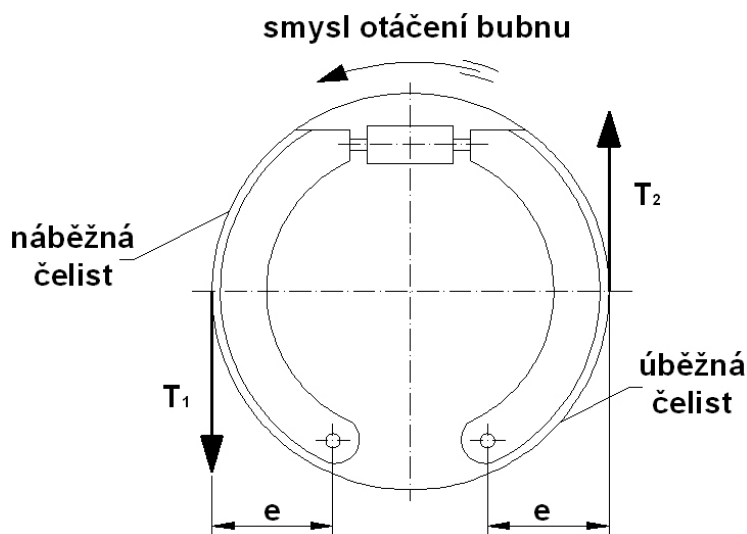


Obr. 14 Uložení čelistí: a) otočná čelist, b) volná plovoucí, c) volná zakotvená čelist [5]

Podle smyslu působení momentu obvodové třecí síly vzhledem k uložení rozlišujeme čelisti (Obr. 15):

- Náběžnou, kde moment třecí síly $T_1 \cdot e$ zvyšuje její přitlak na třecí plochu bubnu (tzn. posilující účinek náběžné čelisti).
- Úběžnou, u které tento moment naopak zmenšuje její přitlak na třecí plochu.

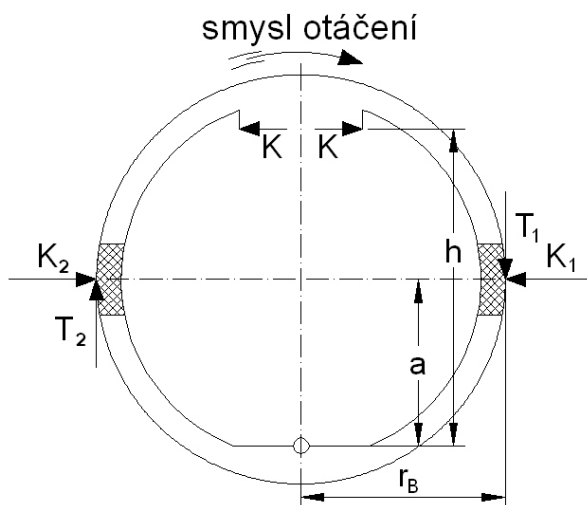
Zajištění zpětného pohybu čelisti do základní polohy v odbrzděném stavu je zabezpečováno pomocí vratné pružiny. Na štítu brzdy jsou uloženy čelisti brzdy s ovládacím zařízením a tento celek tvoří její pevnou část.



Obr. 15 Druhy čelistí podle smyslu působení třecího momentu: náběžná čelist, úběžná čelist [8]

2.5.4 Výpočet brzdného momentu

Určení třecího momentu bubnové brzdy lze jednoduše odvodit podle Obr. 16. Zavedené zjednodušení spočívá v tom, že výsledná normální (radiální) síla mezi čelistmi a bubnem je uvažována uprostřed čelisti a výsledná síla působí kolmo k ní na poloměr bubnu r_B .



Obr. 16 Schéma pro zjednodušený výpočet brzdového momentu jednoduché bubnové brzdy (simplex) s náběžnou a úběžnou čelistí [9]

Z Obr. 16 plyne:

$$K \cdot h + T_1 \cdot r_B - N_1 \cdot a = 0 \quad (18)$$

$$K \cdot h + T_2 \cdot r_B - N_2 \cdot a = 0 \quad (19)$$

Pro obvodové třecí síly platí $T_i = N_i \cdot \mu$ ($i = 1, 2$), kde μ je součinitel mezi čelistmi a bubnem. Dosadíme-li do rovnice (18) a (19) $N_i = T_i / \mu$ ($i = 1, 2$), pak obvodové třecí síly jsou:

$$T_1 = \frac{\mu \cdot h}{a - \mu \cdot r_B} \cdot K, \quad T_2 = \frac{\mu \cdot h}{a + \mu \cdot r_B} \cdot K.$$

Brzdňý moment je tedy

$$M_B = (T_1 + T_2) \cdot r_B = \mu \cdot h \cdot \left(\frac{1}{\frac{a}{r_B} - \mu} + \frac{1}{\frac{a}{r_B} + \mu} \right) \cdot K. \quad (20)$$

Rovnici (20) můžeme psát ve tvaru

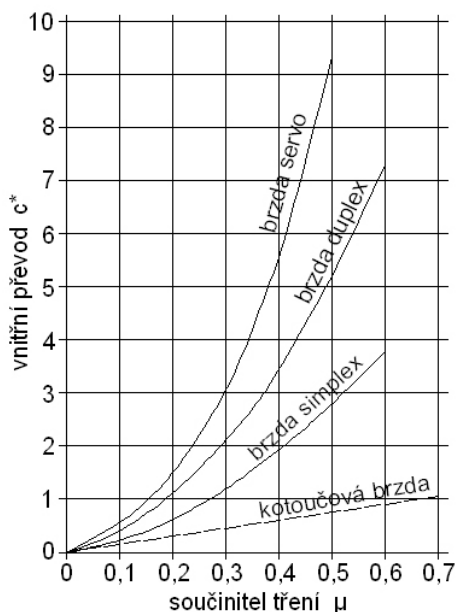
$$M_B = c^* \cdot r_B \cdot K, \quad (21)$$

kde c^* je tzv. vnitřní převod brzdy

$$c^* = \frac{\sum T_i}{K} = \frac{\mu \cdot h}{r_B} \cdot \left(\frac{1}{\frac{a}{r_B} - \mu} + \frac{1}{\frac{a}{r_B} + \mu} \right) = \frac{2 \cdot \frac{a \cdot h}{r_B^2} \cdot \mu}{\left(\frac{a}{r_B} \right)^2 - \mu^2}, \quad (22)$$

jestliže $a/r_B = \mu$, pak $c^* \rightarrow \infty$ a brzda je samosvorná.

Výpočet vnitřního převodu brzdy c^* u složitějších bubnových brzd není nijak obtížný, ale je značně rozsáhlý. Pojem charakteristika brzdy je závislost vnitřního převodu na součiniteli tření a její tvary pro tři základní typy bubnových brzd jsou zakresleny na Obr. 17. Z Obr. 17 vyplývá, že jednoduchá brzda má nejmenší vnitřní převod, který je nejméně závislý na velikosti



Obr. 17 Charakteristika brzd – závislost vnitřního převodu na součiniteli tření pro různé typy brzd [9]

součinitele tření, a naopak brzda se spřaženými čelistmi má největší vnitřní převod, tedy nejvíce závislý.

Použití brzd s velkým vnitřním převodem se v minulosti zdálo výhodné z důvodů dosažení velkého brzdového momentu při malé ovládací síle, a proto se tyto brzdy často používaly. Vzhledem k velké třecí citlivosti u tohoto druhu brzd, dochází při malé změně součinitele tření k velké změně třecího momentu (měřítkem citlivosti brzdy je diferenciální podíl $\frac{dc^*}{d\mu}$ -> čím má brzda větší citlivost na změnu součinitele tření, tím má menší stabilitu brzdňého účinku). Pokud je dosaženo mezi obložním a bubnem vysokých teplot, příp.

tepelné deformace čelistí a bubnu následkem dlouhého nebo opakovaného intenzivního brzdění dochází k poklesu brzdného účinku (slábnutí brzdy „fading“). Podobný jev někdy nastává při brzdění z vysoké rychlosti následkem poklesu součinitele tření při vyšších hodnotách třecí rychlosti.

2.5.5 Rozpěrné zařízení

Účel:

Přitlačit brzdové čelisti k třecí ploše brzdového bubnu. U kapalinových brzdových soustav se používají nejčastěji **kolové brzdové válečky**, zřídka **brzdové klíny**. U vzduchových brzd se používá obvykle **vačka** (S-vačka). U mechanicky ovládaných parkovacích brzd se rozevření čelistí provádí nejčastěji **rozpěrnou pákou** nebo **klíčem**.

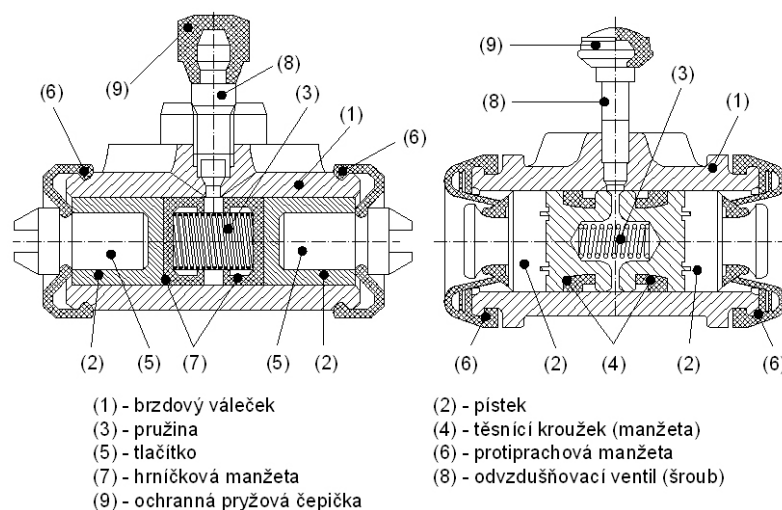
2.5.5.1 Kolový brzdový váleček (Obr. 18) [5]

Rozlišujeme váleček se dvěma pístky a jednoduchý s jedním pístkem.

Na pístky (2) působí ve válečku (1) tlak brzdové kapaliny, který vzniká v hlavním brzdovém válci. Tímto tlakem se vytvoří rozpěrná síla pro rozevření čelistí a jejich přitlačení k brzdovému bubnu. Váleček (1) je pevně spojen se štítem brzdy. Pístky (2) jsou utěsněny pryžovými manžetami na čelech pístků (7).

Hrníčkové manžety (7) jsou přitlačovány k pístku (2) pružinou (3) přes opěrné miskky. Pokud jsou použity brzdové válečky s hrníčkovými manžetami, musí po uvolnění brzd zůstat ve válečku určitý přetlak (0,04 MPa až 0,17 MPa, tj. 0,4 bar až 1,7 bar). Tlakem kapaliny jsou okraje hrníčkové manžety přitlačovány ke stěně válečku (1) a tím utěsňují pístky (2). Jestliže ve válečku s hrníčkovými manžetami nezůstane zbytkový tlak, může dojít vlivem netěsnosti k přísátí vzduchu. Přetlak v okruhu těchto brzd je zajištěn výtlačným ventilem, obvykle umístěným na výstupu kapaliny z hlavního brzdového válce.

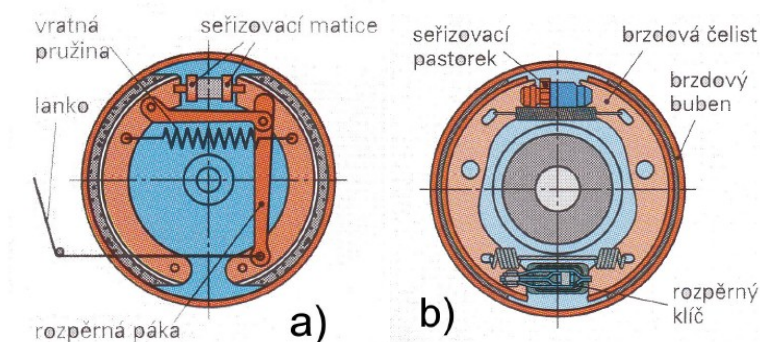
Protiprachové manžety (6) zabráňují vnikání nečistot do válečku. Z vnějších stran pístků (2) jsou do válcových otvorů vloženy tlačné čepy (tlačítka) (5), kterými se přenáší pohyb a síla na brzdové čelisti. Na zadní straně válečku jsou otvory se závity pro upevnění válečku ke štítu brzdy a pro připojení brzdové hadice, na nejvyšším místě válečku je umístěn odvzdušňovací ventil (8).



Obr. 18 Dvoupístkový kolový brzdový váleček [5]

2.5.5.2 Rozpěrná páka parkovací brzdy

Toto rozpěrné zařízení je většinou vestavěno jako doplněk brzdového válečku u kapalinou ovládaných bubnových brzd zadní nápravy a umožňuje ruční ovládání parkovací brzdy.



Obr. 19 a) Rozpínací zařízení pro parkovací brzdou, b) parkovací brzda s brzdovým bubnem [7]

2.5.6 Brzdový buben

Brzdový buben musí mít vysokou odolnost proti otěru, stálost tvaru a rozměrů a materiál musí dobře vést teplo. Jako materiál se používá šedá nebo temperovaná litina, ocelolitina nebo slitiny lehkých kovů. Třecí plochy jsou jemně soustruženy, případně broušeny. Buben nesmí radiálně ani axiálně házet a nesmějí u něj vznikat vibrace.

2.5.7 Brzdové čelisti

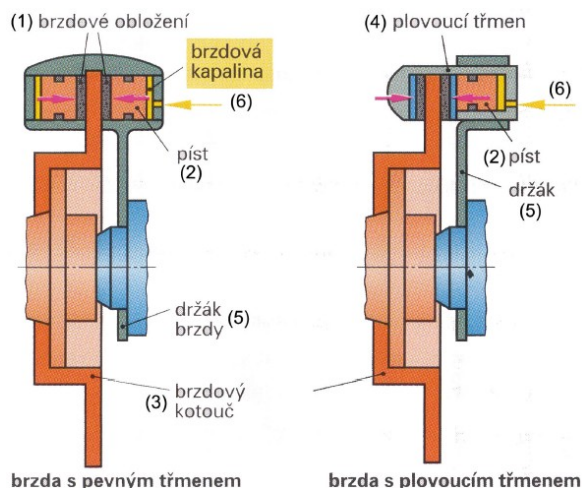
Brzdové čelisti jsou vyrobeny z ocelového plechu nebo jako odlitky ze slitin lehkých kovů a mají profil T, čímž získávají potřebnou tuhost. Na jednom konci mají většinou opěrnou plochu pro výřez v tlačítku brzdového válečku, druhý konec je uložen otočně na čepu nebo se opírá svou oválnou plochou o pevnou opěrku. V druhém případě je uložení čelistí lepší, samy se v bubnu vystředují a opotřebení obložení je rovnoměrnější.

2.6 Kotoučové brzdy

Konstrukce a jejich princip (Obr. 20) [5]

U kotoučových brzd s pevným třmenem jsou na obou stranách třmenu (4) vytvořeny válečky, ve kterých se pohybují pístky (2). Při brzdění přitlačují pístky brzdové obložení (třecí segmenty) (1) z obou stran na brzdový kotouč (3) (přítlačná síla je vytvořena tlakem brzdové kapaliny (6)).

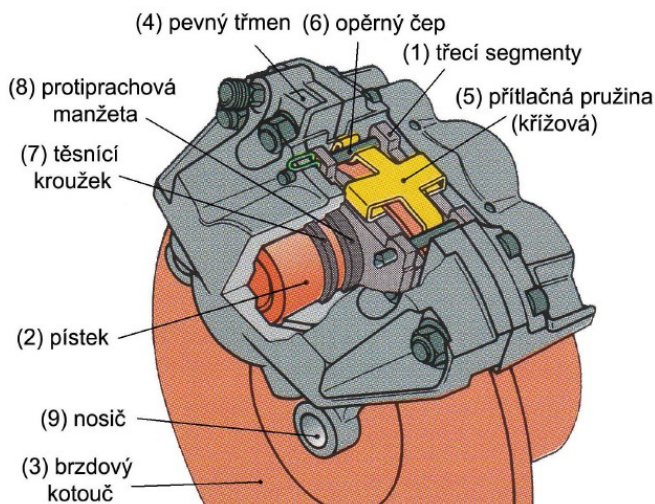
U kotoučových brzd s plovoucím třmenem je třmen (4) uložen posuvně v pevném držáku (5). Pístek (2) ve válečku tlačí obložení (1) proti brzdovému kotouči (3). Reakční síla posouvá třmen (4), který se přitlačí na brzdový kotouč na opačné straně.



Obr. 20 Kotoučové brzdy [7]

2.6.1 Vlastnosti

- I při dlouhodobém brzdění se součinitel tření mění jen velmi málo, proto brzdná síla kolísá nepatrně a dá se lépe regulovat,
- seřízení vůle mezi kotoučem a obložením je samočinné,
- velikost brzdného účinku nezáleží na smyslu otáčení kola, vlivem odstředivých sil vzniká dobrý samočisticí účinek,
- brzdové obložení se sice rychleji opotřebovává, ale jeho kontrola a výměna je jednoduchá,
- brzdy nemají samoposilující účinek, proto mají brzdové válečky větší průměr (40mm až 55mm) než u bubnových brzd, čímž se dosáhne větší přítlačné síly,
- poněvadž pístky působí přímo na obložení, vzniká nebezpečí vytváření parních bublin v brzdové kapalině,
- uspořádání pro současnou funkci jako parkovací brzdy je konstrukčně složité a nákladné. Proto se na zadní nápravě používají obvykle brzdy bubnové. V případě



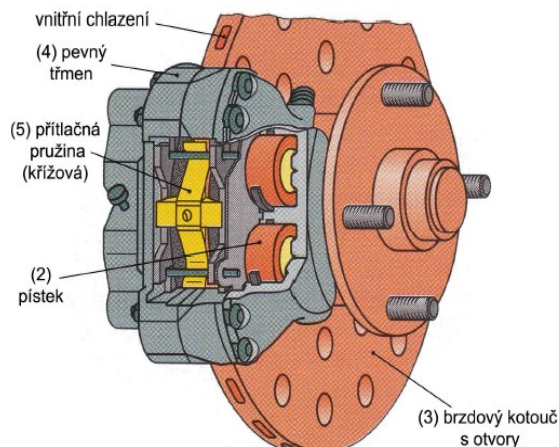
Obr. 21 Dvoupístková kotoučová brzda s pevným třmenem [7]

použití brzdy kotoučové může být kotouč kombinován s bubnem, ve kterém je umístěna parkovací bubnová brzda.

2.6.2 Kotoučová brzda s pevným třmenem (Obr. 21 a Obr. 22) [5]

Kotoučová brzda s pevným třmenem může být **dvoupístková** nebo **čtyřpístková**.

Pevný nosník brzdy (třmen) obepíná brzdový kotouč. Třmen (4) je složen ze dvou částí, víka a přírubové skříně, které jsou vzájemně spojeny šrouby. Každá z obou částí obsahuje jednu dutinu (u dvoupístkové brzdy) nebo dvě dutiny (u čtyřpístkové brzdy) tvořící brzdový váleček, ve kterém jsou umístěny brzdové pístky (2) s těsníci protiprachovými manžetami (8) a



Obr. 22 Čtyřpístková kotoučová brzda s pevným třmenem [7]

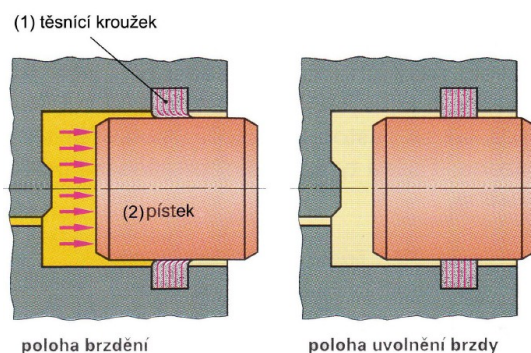
svěracími kroužky. Válečky jsou spojeny kanály nebo brzdovým potrubím.

Při brzdění tlačí brzdová kapalina pístky (2) brzdových válečků proti obložení (brzdovým třecím segmentům (1)) a obložení je přitlačováno s obou stran na brzdový kotouč (3).

Přítlačná plochá pružina (5) přitlačuje třecí segmenty („brzdové destičky“) s obložním k pístkům (2), tím se vyloučí rázy při brzdění a klepání segmentů (1) při jízdě. Pružina je zajištěna čepy (6).

Samočinné nastavení vůle (Obr. 23) [5]

V drážce brzdového válečku je těsnící pryžový kroužek (1), kterým je pístek (2) utěsněn. Vnitřní průměr kroužku je menší než průměr pístku, kroužek tedy obepíná pístek s předpětím. Při brzdění se vlivem pohybu pístku kroužek pružně deformuje. Síla vzniklá touto deformací vrací při poklesu tlaku brzdové kapaliny kroužek a tím i pístek zpět do původní polohy. Vrácení pístku do původní polohy je možné pouze v případě, že v příslušném okruhu nezůstane žádný přetlak. Vzdálenost, o kterou se pístek posune zpět, se nazývá brzdová vůle. Vůle činí asi 0,15mm, ale pro uvolnění kotoučových brzd je tato hodnota dostačující.

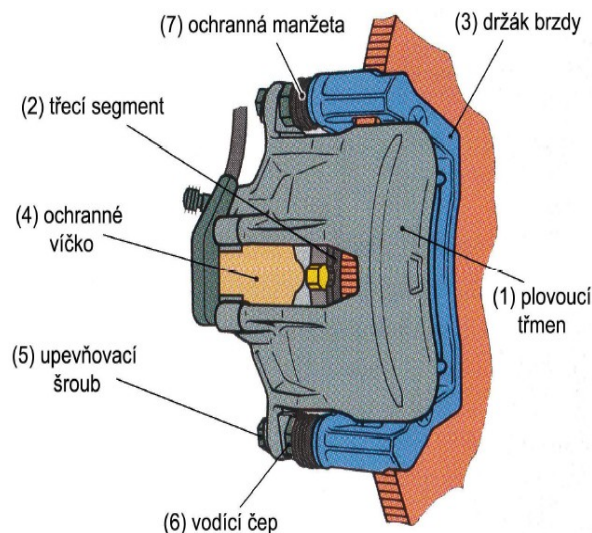


Obr. 23 Nastavení vůle [7]

2.6.3 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem (Obr. 24 a Obr. 25) [5]

Existuje několik konstrukcí. Na Obr. 24 a Obr. 25 je jedno z možných řešení.

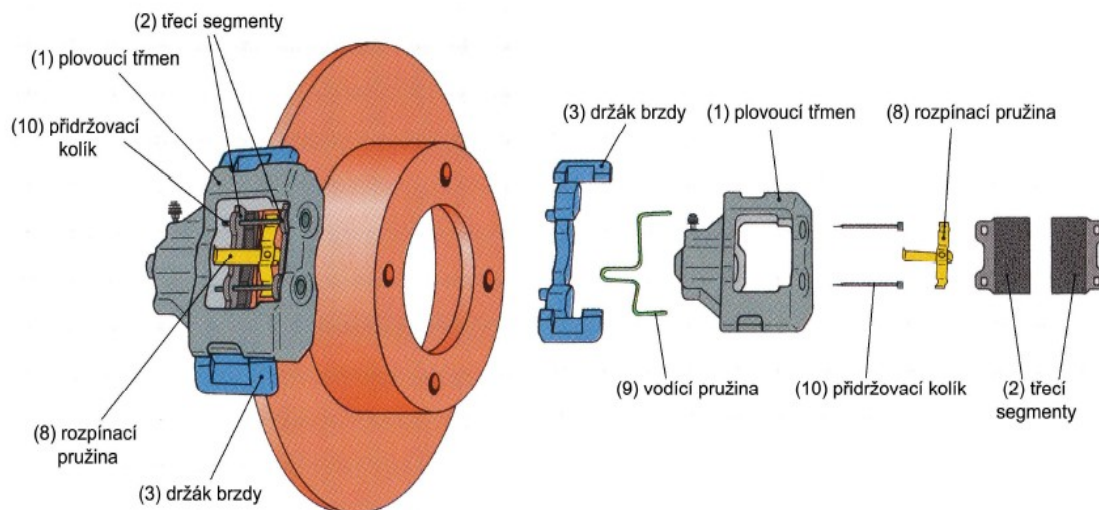
Oproti kotoučovým brzdám s pevným třmenem mají menší rozměry a hmotnost. Vzhledem k tomu, že pístek (popř. dva pístky) je umístěn pouze na jedné straně, snižuje se možnost vzniku parních bublin v brzdové kapalině při intenzivním brzdění. Držák brzdy (3) je pevně spojen s některou částí zavěšení



Obr. 24 Kotoučová brzda s „plovoucím třmenem“ s vedením čepem [7]

kola. V držáku jsou zašroubovány dva vodící čepy (6). V třmenu brzdy (1) jsou vytvořeny dvě válcové dutiny, ve kterých jsou umístěna teflonová vodící pouzdra. Třmen (1) je vodícími pouzdry posuvně uložen na vodících čepích (6) držáku brzdy (3).

U tzv. „plovoucího třmene“ je nebezpečí zadření posuvné části třmene v držáku a v jeho důsledku snížení brzdného účinku!!



Obr. 25 Kotoučová brzda s „plovoucím třmenem“ se zubovým vedením [7]

2.6.4 Výpočet brzdového momentu

Schematické znázornění kotoučové brzdy pro výpočet brzdného momentu je na Obr. 26. Kotouč, je otáčející částí v schématu a jeho boky tvoří třecí plochy. Brzdný účinek vzniká pomocí ovládacího zařízení, které přitlačuje na tyto třecí plochy desky s třecím obložením.

Z Obr. 26 plyne pro třecí moment

$$M_B = (T_1 + T_2) \cdot r, \quad (23)$$

kde r je střední poloměr třecího obložení (poloměr těžiště plochy obložení). Ovládací síla K je v tomto případě stejně velká jako přitlačná síla obložení N . Třecí síly T_1 a T_2 jsou stejně velké;

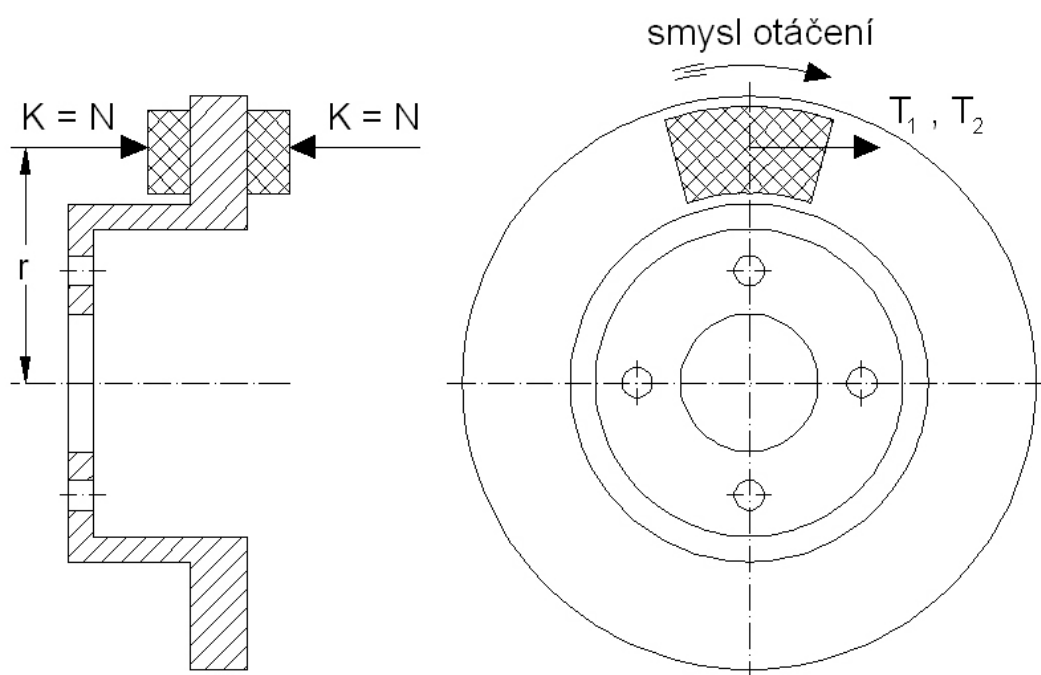
$$T_i = N \cdot \mu, \text{ tzn.}$$

$$M_B = 2 \cdot (N \cdot \mu) \cdot r \quad (24)$$

Pro vnitřní převod kotoučové brzdy plyne

$$c^* = \frac{\sum T_i}{K} \quad (25)$$

Z **Obr. 17** vyplývá, že závislost $c^* = f(\mu)$ je pro kotoučovou brzdou lineární, tzn. třecí citlivost $\frac{dc^*}{d\mu} = konst.$ Charakteristika, malá citlivost na změnu součinitele tření má za následek, že u kotoučové brzdy je dosaženo velmi dobré stability brzdného účinku.



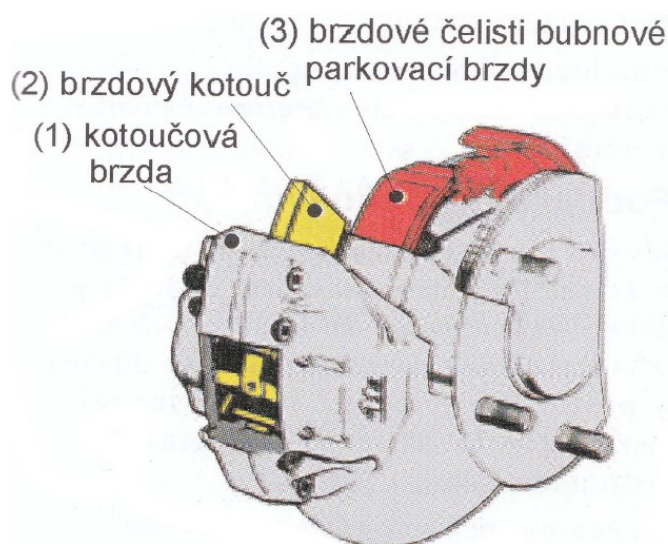
Obr. 26 Schéma kotoučové brzdy pro výpočet brzdného momentu [9]

2.6.5 Brzdový kotouč

Kotouč má obvykle tvar talíře, vyrábí se z temperované litiny nebo ocelolitiny obsahující legující prvky. V bubnu brzdového kotouče zadní nápravy může být umístěna mechanicky ovládaná parkovací brzdá (**Obr. 27**).

U vysoce namáhaných brzd se používají kotouče s vnitřním chlazením proudícím vzduchem (duté kotouče). Tyto kotouče obsahují radiálně uspořádané vzduchové kanály, které jsou provedeny tak, aby při otáčení kotouče vznikl tzv. ventilační efekt. Někdy obsahuje třecí plocha kotouče ještě přídatné otvory pro dosažení nízkého ohřevu při brzdění a rychlého ochlazení po brzdění. U motocyklů přídatné otvory zejména snižují hmotnost kotouče a zlepšují jeho samočistící schopnost.

V poslední době se začínají používat brzdové kotouče, na jejichž třecí ploše jsou vytvořeny spirálové drážky přesně stanovené hloubky. Tyto drážky slouží k indikaci opotřebení kotouče, kromě toho zlepšují jeho samočisticí schopnost a urychlují „záběh“ obložení brzdových destiček (např. brzdové kotouče ATE Power Disk).



Obr. 27 Parkovací brzda u kotoučové brzdy [5]

2.7 Brzdové obložení [5]

U bubnových brzd je brzdové obložení přinýtováno nebo přilepeno na brzdové čelisti, u kotoučových brzd je přilepeno na kovové nosné segmenty.

Na třecí obložení jsou kladeny následující požadavky:

- vysoká životnost,
- velká tepelná a mechanická pevnost,
- stálý součinitel tření i při vysokých teplotách a kluzných rychlostech (omezení „slábnutí“ brzd – fadingu),
- necitlivost vůči vodě a nečistotám,
- odolnost proti vytváření sklovité povrchové vrstvičky při vysokém tepelném zatížení.

Většinou se používá obložení z organických materiálů, pro obzvláště vysoké namáhání se vyrábí obložení ze spékaných práškových kovů.

U organických brzdových obložení se používají práškové nebo vláknité třecí materiály z minerálních, kovových, keramických nebo organických látek, které jsou vázány organickými pojivy (např. syntetická pryskyřice nebo kaučuk). Dříve používaný azbest je zdraví škodlivý a dnes je většinou nahrazován jinými materiály, např. uhlíkovými, ocelovými nebo skleněnými vlákny.

Brzdové obložení má součinitel tření větší než 0,4 a je odolné do teploty asi 800°C.

2.8 Brzdová kapalina [5]

Požadavky na brzdovou kapalinu (podrobněji jsou stanoveny v amerických prepisech DOT 3, DOT 4 a DOT 5):

- co nejmenší stlačitelnost,
- vysoký bod varu (např. 260°C), stálost při vysoké teplotě a nízký bod tuhnutí (např. -60°C),
- odolnost proti stárnutí,
- nízká a konstantní viskozita,
- mísitelnost s ostatními brzdovými kapalinami.

Brzdová kapalina musí být chemicky neutrální, nesmí působit korozivně na kovové části brzdového systému a chemicky na pryžová těsnění.

Obvykle jsou brzdové kapaliny vyrobeny na bázi alkoholu. Nejčastěji je to glykol a glykoléterové směsi se speciálními přísadami. V zásadě splňují požadavky na ně kladené a v mnoha případech je i překračují. Jsou ale silně hyroskopické (pohlcují vzdušnou vlhkost) a při delším působení mohou narušovat lakované povrchy. Vlhkost se do brzdové kapaliny dostává odvzdušňovacími otvory ve vyrovnávací nádobce a brzdách. Pohlčováním kapaliny se vlastnosti kapaliny zhoršují, protože již při poměrně nízké teplotě se v ní mohou tvořit bublinky vodních par, což může vést i k selhání brzd. Bod varu brzdové kapaliny, která obsahuje 3,5% vody, je asi 140°C až 160°C. Brzdová kapalina obsahuje po dvou letech provozu asi 3% vody, proto je ji nutno pravidelně měnit, doporučená doba je asi 1 rok. Množství brzdové kapaliny v soustavě je třeba kontrolovat, v případě poklesu objemu kapaliny pod minimální hodnotu je nutno ji doplnit používaným druhem. Brzdová kapalina je vysoce toxická, proto nesmí být nikdy skladována v lahvích od nápojů. Při požití je nutno ihned vyhledat lékařskou pomoc, při vniknutí do očí je třeba oči ihned vymýt vodou a raději i v tomto případě vyhledat lékaře.

2.9 Zapojení brzdových okruhů

Pro dvouokruhové brzdové soustavy existuje několik možností uspořádání. Základní jsou uvedeny na *Obr. 28*, *Obr. 29* a *Obr. 30*.

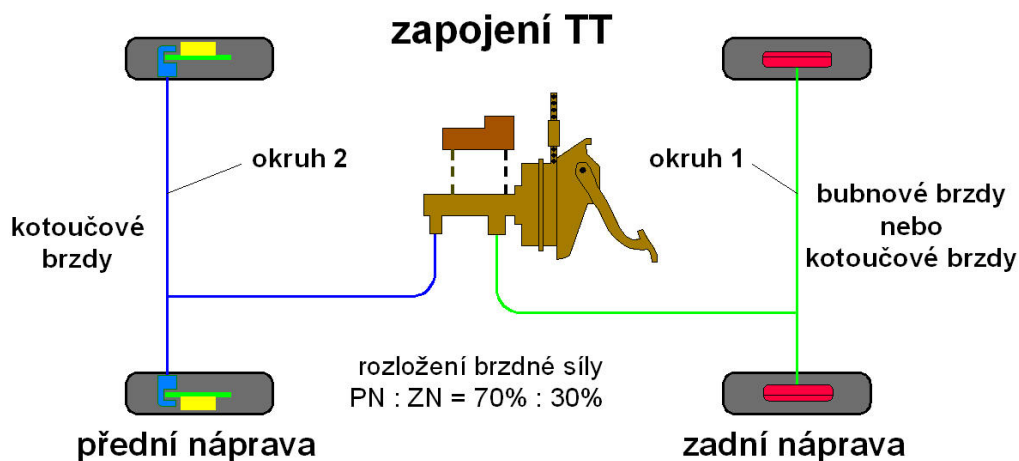
2.9.1 Uspořádání „přední-zadní“ („II“) (*Obr. 28*)

Přední a zadní náprava jsou brzděny oddělenými okruhy. Při poruše předního okruhu však vytvoří velmi malý účinek neporušeným okruhem zadních brzd. V tomto případě je možno použít bubnové nebo kotoučové brzdy na všech kolech nebo vpředu kotoučové a vzadu bubnové.

Rozdělení brzdné síly – přední náprava: zadní náprava je v poměru asi 70%: 30%.

Nevýhodou zapojení „II“ je, že při poruše jednoho okruhu dochází k zásadní změně řiditelnosti vozidla. Např. při selhání předního okruhu brzdí jen kola zadní nápravy, nastává situace, kdy vozidlo se stává přetáčivým se sklonem stáčení kolem jeho svislé osy. Tato náhlá změna jízdních vlastností automobilu může být příčinou havárie, i když neporušený okruh, fungující jako nouzové brzdění, je schopen poskytnout přepisem stanovené zpomalení.

Kvůli těmto důvodům, byly vyvinuty brzdové soustavy se zdvojenými předními kolovými orgány (zapojení „LL“ nebo „HI“) u nichž jsou vždy přední kola brzděna oběma okruhy, takže při poruše kteréhokoli okruhu nastává situace, že jsou vždy brzděna přední kola.

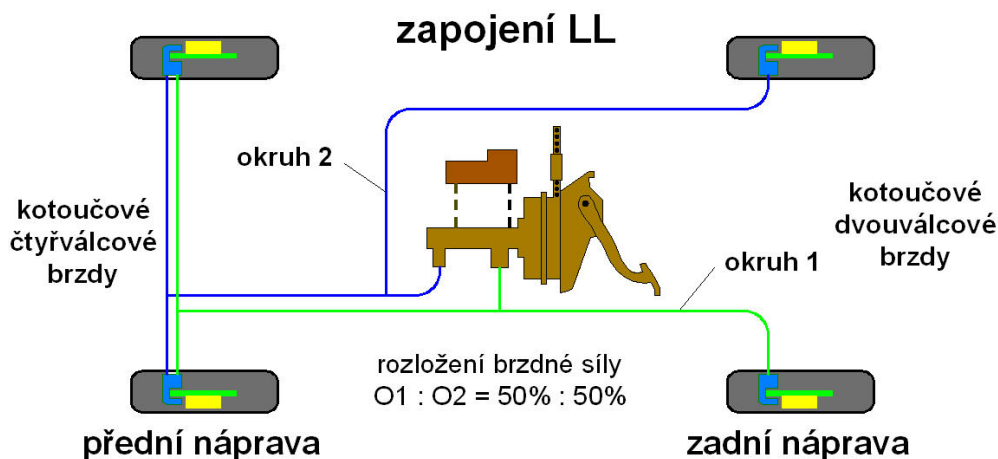


Obr. 28 Uspořádání „přední/zadní“ („II“) [7]

2.9.2 Zapojení „trojúhelníkové“ („LL“) (Obr. 29)

Pokud je použito „trojúhelníkového“ zapojení čtyřpístkových kotoučových brzd u přední nápravy působí každý okruh na přední nápravu a jedno zadní kolo.

Rozdělení brzdné síly – 1. okruhu : 2. okruhu je v poměru 50% : 50%.



Obr. 29 „Trojúhelníkové“ zapojení [7]

2.9.3 Zapojení „čtyři-dvě“ („HI“)

Při použití čtyřpístkových kotoučových brzd na přední nápravě. Jeden okruh působí jak na přední tak i na zadní nápravu, ale druhý okruh pouze na přední nápravu.

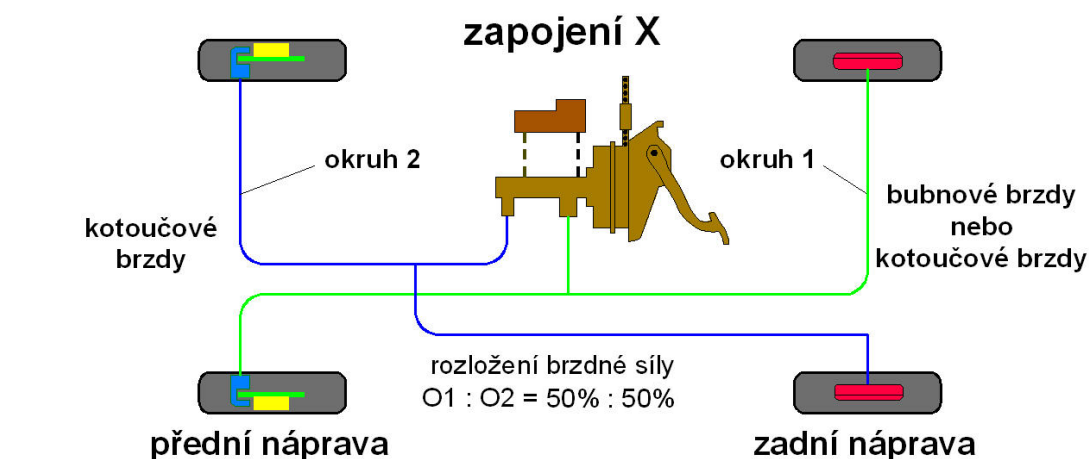
2.9.4 Zapojení „čtyři-čtyři“ („HH“)

Toto uspořádání přichází v úvahu jen tehdy, jestliže jsou použity čtyřpístkové kotoučové brzdy na všech kolech. Každý brzdový okruh působí na jeden pár pístků kotoučových brzd na každé nápravě. Jedná se o technicky nejsprávnější, ale ekonomicky nejnáročnější zapojení, u kterého každý okruh z obou okruhů ovládá brzdy všech kol vozidla.

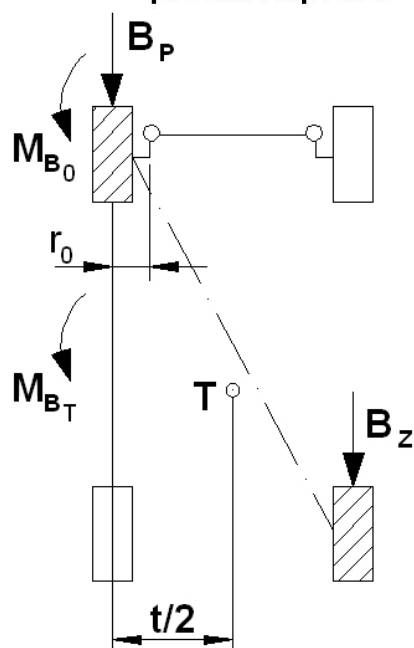
2.9.5 Uspořádání „diagonální“ („X“)

Jednoznačně jak po technické tak ekonomické stránce výhodnější. Pokud selže jeden brzdový okruh je brzděno jedno přední kolo a diagonálně ležící zadní kolo, čímž vznikne otáčivý moment kolem svislé osy viz. **Obr. 31**. Tato nevýhoda se odstraňuje pomocí záporného poloměru rejdu, moment M_{B0} natáčí přední kola proti smyslu M_{B0} a dochází tak k vyrovňování stáčení vozidla při poruše jednoho brzdového okruhu.

Rozdělení brzdné síly – 1. okruh : 2. okruhu je v poměru 50% : 50%.



Obr. 30 „Diagonální“ zapojení [7]



Obr. 31 Vznik stáčivého momentu při poruše jednoho okruhu u diagonálního zapojení [9]

$$M_{B0} = B_P \cdot r_0, \quad (26)$$

$$M_{BT} = \frac{(B_P - B_Z) \cdot t}{2}. \quad (27)$$

2.10 TYPY ZKOUŠEK BRZD [4]

Zkoušky brzd odpovídají druhům brzdění: provozní, nouzové a parkovací brzdění, dle EHK 13.

2.10.1 Provozní brzdění

Zkouška typu „0“ – základní zkouška účinku brzd je prováděna za studena. Provádí se s celkovou hmotností, kterou deklaruje výrobce a s pohotovostní hmotností. Ze základních předpokladů, které výrobce uvádí, musí být dodrženo rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy. Průběh zkoušky se sestává ze dvou částí, první je s odpojeným motorem a druhá je se zapojeným motorem při různých rychlostech.

Zkouška typu „I“ – zkouška ztráty brzdného účinku. Cílem zkoušky je ověřit brzdný účinek vozidla o celkové hmotnosti, kde se opakovaně brzdí a rozjíždí na stanovenou rychlost. Na konci každé kategorie definovaného cyklu se provede měření účinku brzd, jako pro shodné podmínky typu „0“ s odpojeným motorem. Výsledek se porovná s výsledky naměřenými za studena.

Zkouška typu „II“ – je zkouška chování na dlouhých svazích. Zkouška se provádí na dráze s 6 % klesáním, o délce 6 km a se zařazeným vhodným převodovým stupněm. Předpokladem je, že vozidlo je plně naloženo a pohybuje se střední rychlostí. Po sjezdu se provede opět zkouška typu „0“ s vypnutým motorem. Výsledky se porovnají s limitními hodnotami a nesmějí být nižší.

2.10.2 Nouzové brzdění

Ověření účinku soustavy nouzového brzdění se provádí za podmínek zkoušky typu „0“ s odpojeným motorem ze stanovených počátečních rychlostí pro jednotlivé kategorie vozidel a s použitím stanovených maximálních ovládacích sil.

2.10.3 Parkovací brzdění

Soustava pro parkovací brzdění musí udržet vozidlo na svahu o sklonu 18 %, a to v obou směrech. U jízdní soupravy je požadavek udržení na svahu o sklonu 12 % v obou směrech.

3. TEORETICKÝ VÝPOČET BRZDNÝCH DRAH [1]

Na *Obr. 32* je znázorněn průběh brzdění jedoucího vozidla do zastavení, v závislosti na čase. V grafech jsou zanedbány odpory valení, vzdušné odpory a předpokládá se pohyb vozidla po rovině.

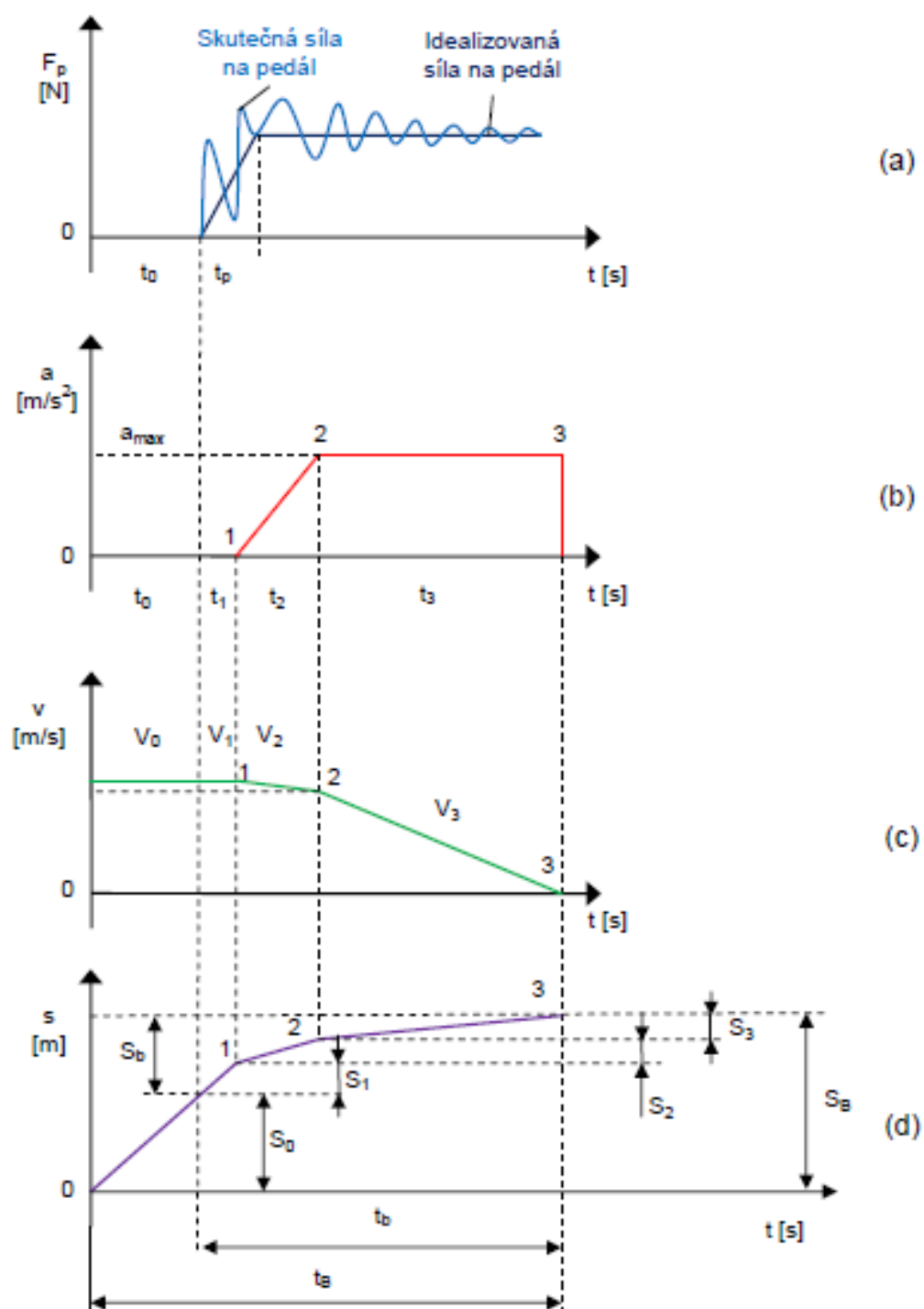
Vztah pro výpočet dráhy pro zabrzdění vozidla v souladu se znázorněním na *Obr. 32(d)*, lze zapsat ve tvaru:

$$S_B = S_0 + S_1 + S_2 + S_3 \text{ [m]} \quad (28)$$

Použitím vztahu (28) vypočteme mezní hodnotu brzdné dráhy. Jedná se o nejkratší možnou brzdovou dráhu vozidla pro konkrétní povrch vozovky za předpokladu, že na brzděná kola vozidla je rozdělena brzdná síla úměrně jejich radiálnímu zatížení. Tedy pokud by byla vyvozena brzdná síla větší než síla adhezní, došlo by k zablokování všech brzděných kol současně.

Legenda (*Obr. 32*):

- t_0 - reakční doba řidiče od okamžiku podnětu vzniku potřeby brzdění do okamžiku, kdy řidič začne působit na brzdový pedál,
- t_1 - doba prodlevy brzd, tj. doba od okamžiku zahájení působení řidiče na pedál brzd do okamžiku, kdy se účinek brzd začne projevovat,
- t_2 - doba náběhu brzdění, tj. doba od okamžiku vzniku brzdného účinku do okamžiku plného brzdného účinku,
- t_3 - doba plného brzdění, od okamžiku, kdy brzdy dosáhnou plného požadovaného účinku, až do okamžiku zastavení vozidla,
- t_b - doba brzdění,
- t_B - celková doba pro zabrzdění,
- t_p - doba náběhu síly na pedál brzd,
- V_0 - rychlost během reakční doby řidiče,
- V_1 - rychlost během prodlevy brzd,
- V_2 - rychlost během náběhu brzd,
- V_3 - rychlost během brzdění do zastavení,
- S_0 - dráha ujetá za dobu reakce řidiče,
- S_1 - dráha ujetá za dobu prodlevy brzd,
- S_2 - dráha ujetá vozidlem za dobu náběhu brzd, která se pohybuje v rozmezí 0,1 až 0,3 s u brzd kapalinových a v rozmezí 0,5 až 1,0 s u brzd přetlakových [1],
- S_3 - dráha vozidla ujetá během plného brzdění,
- S_B - celková dráha pro zastavení, od okamžiku začátku reakce řidiče do zastavení vozidla,
- S_b - brzdná dráha vozidla bez reakční doby řidiče,
- F_p - síla působící na pedál,
- 1 - začátek náběhu brzdného zpomalení,
- 2 - konec náběhu brzdného zpomalení a začátek plného brzdného zpomalení,
- 3 - konec plného brzdného zpomalení.



Obr. 32 Zjednodušený průběh brzdění až do zastavení [8]

Brzdňá dráha byla počítána i měřena bez reakční doby řidiče. V experimentu bylo určeno místo počátku plného brzdění. Řidič se snažil být co nejpřesnější a asistenti posuzovali přesný začátek brzdění.

Výpočet maximálního brzdňého zpomalení:

$$b_{max} = \mu \cdot g \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (29)$$

$$b_{max} = 0,9 \cdot 9,81 = 8,829 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Výpočet středního brzdňého zpomalení:

$$b_s = \frac{V_{0,8}^2 - V_{0,1}^2}{25,92 \cdot (s_{0,1} - s_{0,8})} \quad (30)$$

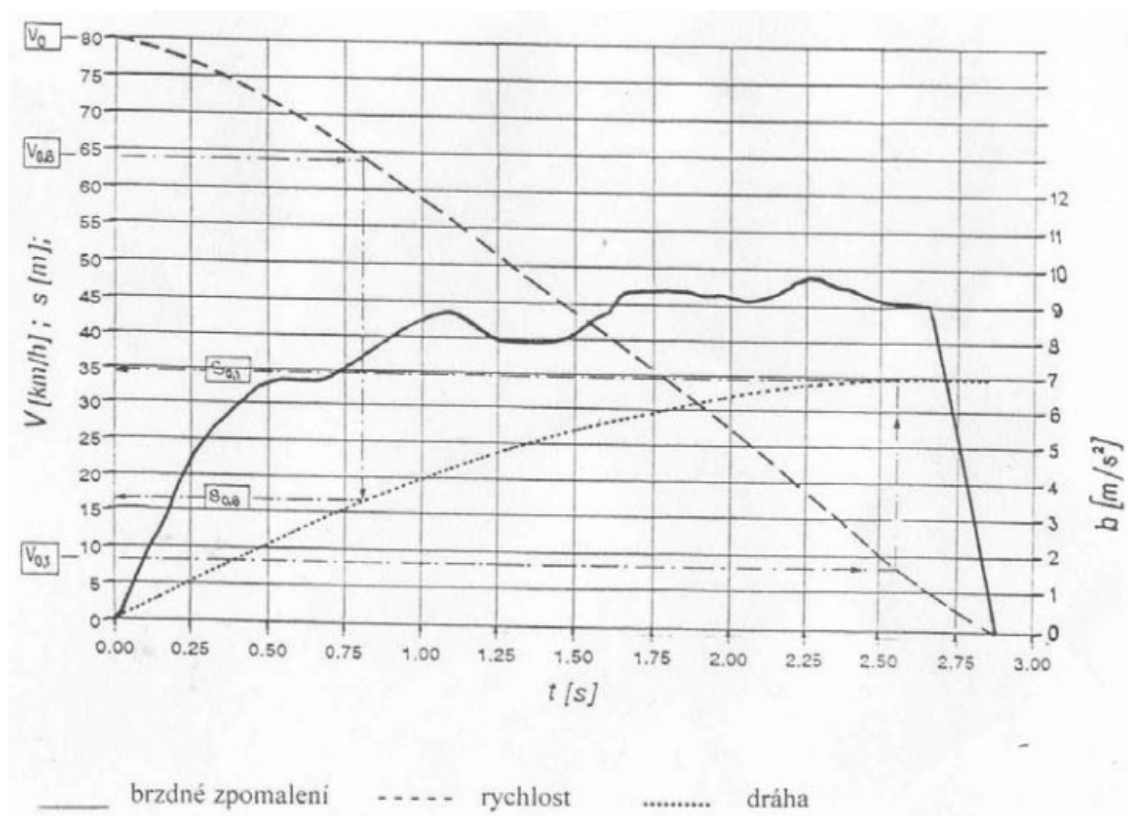
V_0 – počáteční rychlost vozidla v km/h

$V_{0,8}$ – rychlost vozidla při rychlosti odpovídající 0,8 V_0 v km/h

$V_{0,1}$ – rychlost vozidla při rychlosti odpovídající 0,1 V_0 v km/h

$s_{0,8}$ – dráha, kterou ujede vozidlo mezi V_0 a $V_{0,8}$ v metrech

$s_{0,1}$ – dráha, kterou ujede vozidlo mezi V_0 a $V_{0,1}$ v metrech



Obr. 33 Záznam průběhu veličin při zkoušce brzdění [10]

Teoretický výpočet:

$$b_{s50} = \frac{40^2 - 5^2}{25,92 \cdot (9,81 - 2,18)} = 7,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad b_{s80} = \frac{64^2 - 8^2}{25,92 \cdot (25,173 - 5,594)} = 7,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

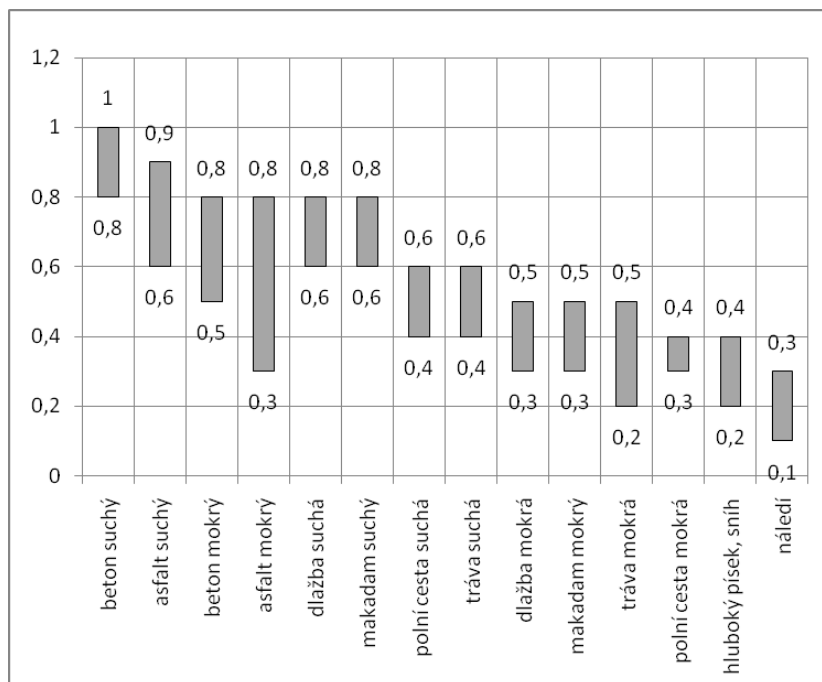
Před výměnou brzd. kotoučů a destiček:

$$b_{s50} = \frac{40^2 - 5^2}{25,92 \cdot (11,88 - 2,64)} = 6,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad b_{s80} = \frac{64^2 - 8^2}{25,92 \cdot (29,61 - 6,58)} = 6,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Po výměně brzd. kotoučů a destiček:

$$b_{s50} = \frac{40^2 - 5^2}{25,92 \cdot (10,35 - 2,3)} = 7,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad b_{s80} = \frac{64^2 - 8^2}{25,92 \cdot (25,47 - 5,66)} = 7,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Součinitel adheze μ jsem zvolil dle stavu vozovky na testovací trati a Obr. 34.



Obr. 34 Orientační hodnoty součinitele soudržnosti podle povrchu. [10]

Brzdná síla:

$$B = m \cdot b_s [N] \quad (31)$$

$$B = 925 \cdot 7,95 = 7\,354\,N$$

Čas nutný k zastavení vozidla o hmotnosti m jedoucího rychlostí V určíme ze vztahu pro hybnost:

$$m \cdot V = B \cdot t \Rightarrow t = \frac{m \cdot V}{B} = \frac{G \cdot V}{g \cdot 3,6 \cdot B} = \frac{G \cdot V}{35,316 \cdot B} \quad (32)$$

$$t_{50} = \frac{G \cdot V}{35,316 \cdot B} = \frac{9\,074,25 \cdot 50}{35,316 \cdot 7\,354} = 1,75\,s$$

$$t_{80} = \frac{G \cdot V}{35,316 \cdot B} = \frac{9\,074,25 \cdot 80}{35,316 \cdot 7\,354} = 2,8\,s$$

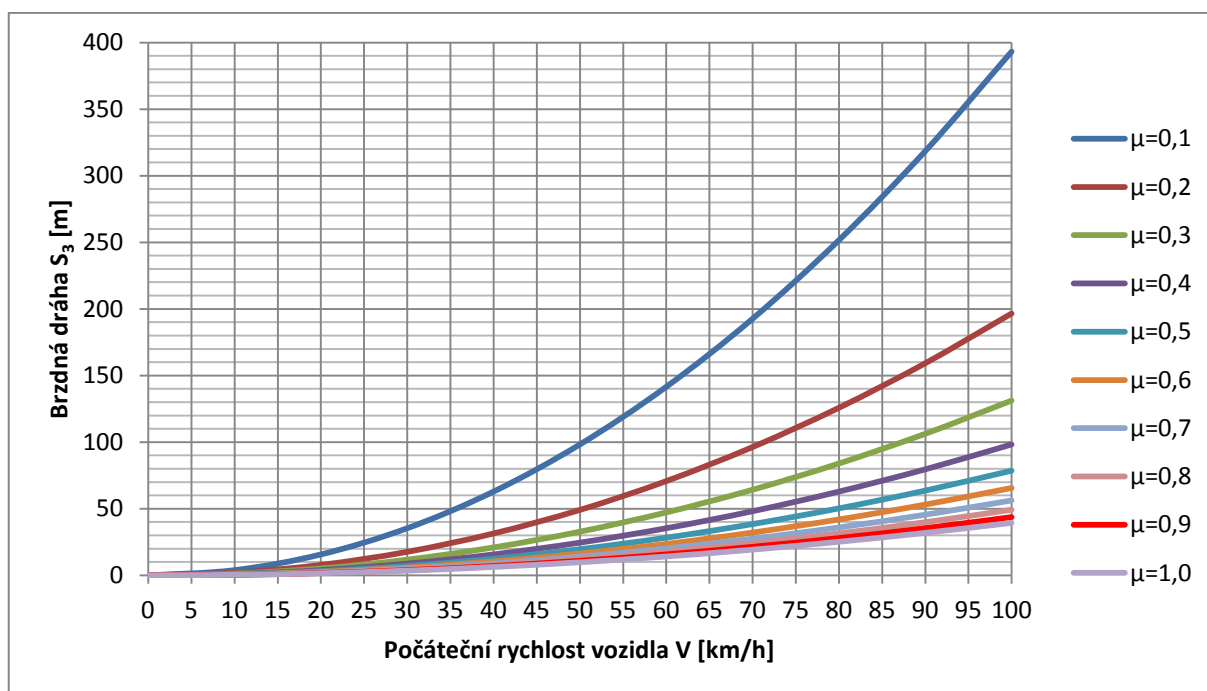
Z rovnice vyplývá, že je doba brzdění přímo úměrná rychlosti při dané hmotnosti a brzdné síle.

Pro dráhu nutnou k zastavení vozidla o hmotnosti m jedoucího rychlostí V platí z podmínky, že kinetická energie je přeměněna na brzdou práci:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = B \cdot s \Rightarrow s = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot B} = \frac{m \cdot V^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot B} = \frac{m \cdot V^2}{25,92 \cdot m \cdot b} = \frac{V^2}{25,92 \cdot \mu \cdot g} \quad (33)$$

$$s_{50} = \frac{V^2}{25,92 \cdot \mu \cdot g} = \frac{50^2}{25,92 \cdot 0,9 \cdot 9,81} = 10,9\,m$$

$$s_{80} = \frac{V^2}{25,92 \cdot \mu \cdot g} = \frac{80^2}{25,92 \cdot 0,9 \cdot 9,81} = 27,97\,m$$



Graf 1 Závislost brzdné dráhy na počáteční rychlosti vozidla pro různé součinitele adheze.

4. NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ

Měření proběhlo za účel ověření účinnosti brzdové soustavy na vozidle Škoda Favorit, kdy polovina měření probíhala na starých značně opotřebovaných brzdových kotoučích a destičkách a druhá část měření na nových zaběhnutých brzd. kotoučích a destičkách. Na základě naměřených a vypočtených hodnot určí výslednou účinnost před a po výměně brzd. kotoučů a obložení.

4.1 Použitá zařízení

Při měření bylo použito digitální měřící kolečko CST berger RT412D s integrovaným digitálním displejem a pomocnou pamětí. Obvod kolečka je 1 metr.



Obr. 35 Digitální měřící kolečko CST berger RT412D [15]

Pro měření teploty brzdových kotoučů byl použit bezkontaktní teploměr Voltcraft IR-360, který dokáže měřit v rozsahu od -50°C až do $+550^{\circ}\text{C}$. Pro měření doby brzdění byly použity digitální stopky OLYMPIA.



Obr. 36 Bezkontaktní teploměr Voltcraft IR-360 [15]

Obr. 37 Digitální stopky OLYMPIA [15]

4.2 Charakteristika testovaného vozidla [6]

ŠKODA FAVORIT 135

| | | | |
|-----------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|-------------------|
| Délka: | 3 855 mm | Šířka: | 1 620 mm |
| Výška: | 1 415 mm | Rozvor: | 2 450 mm |
| Rozchod vpředu: | 1 420mm | Rozchod vzadu: | 1 380mm |
| Motor – typ: | kapalinou chlazený zážehový řadový čtyřválec uložený napříč před přední nápravou a skloněný o 20° dopředu s rozvodem OHV | | |
| Max. výkon: | 43kw při 5 000/min | Max. točivý moment: | 94Nm při 3000/min |
| Zdvih. objem: | 1 289 cm ³ | Pohotovostní hmotnost: | 925 kg |
| Celk. hmotnost: | 1 325 kg | Max. rychlost: | 150 km/h |

hydraulický dvouokruhový brzdňý systém s diagonálním členěním brzdových okruhů – vpředu: brzdové kotouče s bezazbestovým obložením, vzadu: samonastavitelné bubnové brzdy s bezazbestovým obložením, podtlakový posilovač

4.3 Popis místa měření

Experiment byl proveden dne 27. 4. 2012 na silnici II. třídy v blízkosti obce Hať. Povrch silnice tvořil kvalitní asfaltový koberec bez nerovností. Během měření byl povrch suchý a neznečištěný, tedy ideální stav, kdy vozidlo dosahuje při kontaktu s vozovkou určité adheze μ . Počasí bylo slunečné, vládlo bezvětří a teplota okolního vzduchu byla v rozmezí od 18°C do 22°C, teplota vozovky byla 25°C.



Obr. 38 Místo měření

4.4 Popis měření

Před začátkem celého měření bylo vozidlo prohlédnuto, proběhla kontrola tlaku v pneumatikách vozidla a kontrola hloubky dezénu pneumatik. Řidič vozidla byl seznámen s prostory a s plánem měření. Měření proběhlo ve čtyřech etapách. Pro první dvě etapy byly na vozidle namontovány staré značně opotřebované brzdové kotouče a destičky. Po odměření brzdných drah v prvních dvou etapách se na vozidlo namontovaly nové brzdové kotouče a destičky, došlo k záběhu brzd a k dalšímu měření brzdných drah. Po každém odjetí jedné zkušební jízdy se měřila teplota brzdových kotoučů a hlídala se teplota 100⁰C, kterou nesměly brzdové kotouče překročit. Digitálními stopkami byly zaznamenávány časy jednotlivých dob od začátku brzdění až po jeho zastavení.

Vlastní měření probíhalo ve čtyřech etapách:

- Řidič se s vozidlem rozjel na rychlost 50 km/h, tuto rychlost udržoval několik vteřin a poté začal prudce brzdít až do úplného zastavení. Byla změřená brzdná dráha, teplota brzd. kotoučů a poté se měření opakovalo, aby byla zajištěná určitá správnost výsledků.
- V druhé etapě se řidič musel dostat na rychlost 80 km/h, tuto rychlost udržet a potom začít prudce brzdít zase až do úplného zastavení. Opět došlo ke změření brzdné dráhy, teplotě brzd. kotoučů a znovu se měření několikrát opakovalo pro správnost měření.
- Ve třetí etapě nejprve vozidlo prošlo výměnou brzdových kotoučů a destiček. Poté následovalo měření brzdné dráhy při počáteční rychlosti 50 km/h. Odměřila se brzdná dráha a teplota brzd. kotoučů a měření se opakovalo.
- Čtvrtá etapa probíhala za stejných podmínek jako třetí etapa, ale rychlost, na kterou bylo vozidlo rozjeto, byla stejná jako u druhé etapy, tedy rychlost činila 80km/h.

4.5 Naměřené hodnoty při experimentu:

Tabulka 2 Naměřené délky brzdných drah

| | Před výměnou: | | Po výměně: | |
|-------------------|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| | Brzd. dráha [m] při $V_0 = 50 \text{ km.h}^{-1}$ | Brzd. dráha [m] při $V_0 = 80 \text{ km.h}^{-1}$ | Brzd. dráha [m] při $V_0 = 50 \text{ km.h}^{-1}$ | Brzd. dráha [m] při $V_0 = 80 \text{ km.h}^{-1}$ |
| | 13,2 | 32,8 | 11,5 | 28,9 |
| | 12,7 | 33,4 | 11,8 | 28,3 |
| | 13,6 | 32,5 | 11,3 | 27,7 |
| Φ hodnoty | 13,2 | 32,9 | 11,5 | 28,3 |

Tabulka 3 Naměřené doby

| | čas t nutný k zastavení vozidla [s] | | | |
|-------------------|-------------------------------------|-----------|------------------------------|-----------|
| | $V_0 = 50 \text{ km.h}^{-1}$ | | $V_0 = 80 \text{ km.h}^{-1}$ | |
| | před výměnou | po výměně | před výměnou | po výměně |
| | 2,1008 | 1,856 | 3,152 | 2,871 |
| | 2,0288 | 1,8992 | 3,206 | 2,817 |
| | 2,1584 | 1,8272 | 3,125 | 2,763 |
| φ čas [s] | 2,096 | 1,8608 | 3,161 | 2,817 |

Podle mezinárodního předpisu EHK 13 H jsou stanoveny pro zkoušky brzdění vozidel kategorie M1 základní parametry jednotlivých typů zkoušek.

Tabulka 4 Základní parametry jednotlivých typů zkoušek

| $V_0 [\text{km.h}^{-1}]$ | $s [\text{m}]$ | $b_s [\text{m.s}^{-2}]$ |
|--------------------------------------------------------|-------------------------------|-------------------------|
| zkouška provozního brzdění typu 0 s odpojeným motorem | | |
| 100 | $\leq 0,1.V_0 + 0,0060.V_0^2$ | $\geq 6,43$ |
| zkouška provozního brzdění typu 0 se zapojeným motorem | | |
| $80\% V_{\max} \leq 160 \text{ km.h}^{-1}$ | $\leq 0,1.V_0 + 0,0067.V_0^2$ | $\geq 5,76$ |
| zkouška nouzového brzdění typu 0 s odpojeným motorem | | |
| 100 | $\leq 0,1.V_0 + 0,0158.V_0^2$ | $\geq 2,44$ |

5. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Brzdná dráha vozidla byla stanovena numerickou metodou podle vztahu (33). Součinitel adheze byl zvolen na základě prohlednutí povrchu testovací plochy a součinitelů soudržnosti kola s vozovkou podle *Obr. 34*. Střední brzdné zpomalení bylo vypočítáno podle vztahu (30).

Ve výpočtech nebyla uvažována doba prodlevy brzd ($t_1 = 0s$), protože se při jízdách zkouškách neprovádělo měření prodlevy brzd. Neuvažovala se ani ujetá dráha během reakce řidiče, jelikož řidič po dosažení požadované rychlosti začal brzdit na určeném místě. Věděl tedy, kdy musí být připraven a jeho reakční doba byla tedy nulová ($t_0 = 0s$).

Pro názornost byly zpracovány výsledky numerické metody a měření do *tab. 5*.

Tabulka 5 Porovnání experimentálně a numericky zjištěné brzdné dráhy

| rozdíl délek brzdných drah před výměnou brzdových kotoučů a destiček | | | | | |
|----------------------------------------------------------------------|------------------|------------|------------------|------------------|------------|
| nam. hodnoty [m] | vyp. hodnoty [m] | rozdíl [m] | nam. hodnoty [m] | vyp. hodnoty [m] | rozdíl [m] |
| 13,2 | 10,9 | 2,3 | 32,8 | 27,97 | 4,83 |
| 12,7 | | 1,8 | 33,4 | | 5,43 |
| 13,6 | | 2,7 | 32,5 | | 4,53 |
| 13,2 | 10,9 | 2,3 | 32,9 | 27,97 | 4,9 |
| rozdíl délek brzdných drah po výměně brzdových kotoučů a destiček | | | | | |
| nam. hodnoty [m] | vyp. hodnoty [m] | rozdíl [m] | nam. hodnoty [m] | vyp. hodnoty [m] | rozdíl [m] |
| 11,5 | 10,9 | 0,6 | 28,9 | 27,97 | 0,93 |
| 11,8 | | 0,9 | 28,3 | | 0,33 |
| 11,3 | | 0,4 | 27,7 | | -0,27 |
| 11,5 | 10,9 | 0,6 | 28,3 | 27,97 | 0,3 |

Zeleně jsou označeny průměrné hodnoty.

Z *tab. 5* je patrné, že všechny experimentálně zjištěné délky brzdných drah jsou delší než numericky stanovené výsledky. Avšak délky brzdných drah po výměně brzdových kotoučů a destiček se poměrně podstatně přiblížily vypočteným hodnotám.

Kdybychom uvažovali, že numericky vypočtené délky brzdných drah určují účinnost 100% brzdové soustavy vozidla, pak před výměnou brzd. kotoučů a destiček byla průměrná účinnost přibližně 80,5%. Po výměně třecích částí pak celková účinnost stoupla na téměř 97% (přesně 96,72%). Těchto 16% rozdílu představuje ve skutečnosti 2-4m brzdné dráhy v závislosti na počáteční rychlosti vozidla.

Z údajů uvedených v *tab. 5* vyplývá, že brzdná dráha řešená numericky, není v žádném z uvedených případů totožná s brzdou dráhou zjištěných při jízdách zkouškách. Již před provedením porovnání se tato skutečnost dala předpokládat a hlavně z těchto důvodů:

- Tato nepřesnost mohla být zapříčiněna nepřesným určením součinitele soudržnosti kola s vozovkou. Určení přesného koeficientu by vyžadovalo speciálního měřicího vozíku.
- Během jízdních zkoušek nebylo možné zajistit, aby řidič vozidla při brzdění působil na pedál brzdy vždy stejnou silou. I tato skutečnost má vliv na délku brzdných drah.

Lze určit pouze, že pokud jsou brzdové kotouče a destičky opotřebovány více než povoluje výrobce, jejich účinnost klesá a zvyšuje se nebezpečí pro posádku tím, že v případě kritické situace nezastaví vozidlo včas.

6. ZÁVĚR

V současné době je dobrý stav brzdové soustavy jedním z hlavních kritérií pro splnění zákonem stanovené Technické prohlídky vozidla. Tyto prohlídky se provádějí v určitých intervalech s ohledem na stáří vozidla. Hlavním úkolem těchto kontrol je upozornit na bezpečnost cestujících, kterou může předpokládat vlivem technického stavu vozidla. Pokud je tedy vozidlo v dobrém technickém stavu může předejít kritickým situacím včasným snížením rychlosti či úplným zastavením.

Cílem mé práce bylo dokázat, že značné opotřebení třecích částí brzdové soustavy má vliv na celkovou účinnost brzdové soustavy. Proto bylo třeba prozkoumat oba případy, kdy je vozidlo vybaveno starými značně opotřebovanými brzdovými kotouči a destičkami a také novými brzdovými kotouči a destičkami. Při experimentu bylo zpozorováno, že opotřebované brzdové kotouče se snáze a rychleji zahřívají a tedy i přehřívají. Se zvyšující se teplotou pak jejich brzdný účinek slábne. Naopak u nových brzdových kotoučů docházelo k zahřívání pomaleji a k přehřátí došlo pouze při agresivní jízdě, která ovšem nebyla součástí experimentu. Tuto skutečnost jsem si chtěl ověřit pouze ze zvědavosti.

Vzhledem k naměřeným a vypočteným hodnotám mohu říci, že experiment prokázal zvýšení účinnosti po výměně brzdových kotoučů a destiček za nové. Avšak ani po výměně třecích částí brzdové soustavy se brzdná dráha neztotožnila s numericky vypočítanou brzdou dráhou. Tento problém mohl vzniknout i díky použití poměrně starého vozidla Škoda Favorit roku výroby 1993. Je tedy možné, že drobná nepřesnost mohla vzniknout celkovým opotřebováním vozidla.

Avšak s ohledem na malý počet měření nelze konstatovat, jak moc byl experiment významný a objektivní. Pro přesnější určení by bylo potřeba provést totožný experiment s více vozidly a v širším rozsahu než byl proveden. Osvětu tohoto problému bych mohl provést v navazujícím studiu při psaní diplomové práce.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
- [2] Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
- [3] Svoboda, J. Teorie dopravních prostředků, Praha: CVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7
- [4] 71/320/EHS *Směrnice rady o sbližování právních předpisů členských států týkající sebrzdových zařízení a určitých kategorií motorových vozidel a jejich přípojných vozidel.*
- [5] JAN, Z., VÉMOLA, A., ŽDÁNSKÝ, B. *Automobily, I. Podvozek a převodová ústrojí.* Brno: CERM, 2003
- [6] ANDRT, J. – MALINA, T. *Údržba a opravy automobilů Škoda Favorit, Forman, Pickup.* Praha: Nakladatelství T. Malina, 1993
- [7] GSCHEIDLE, R. a kolektiv. *Příručka pro automechanika.* Praha: Sobotáles, 2002
- [8] MOTL, J. *Vliv okamžitého zatížení vozidel na jejich brzdnou dráhu.* Brno: Vysoké učení technického v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2009. 68 s. , 22 s. příl. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.
- [9] VLK, F., *Podvozky motorových vozidel, 3. přepracované, rozšířené a aktualizované vydání.* Brno: vlastním nákladem, 2006: s. 296 ... 299
- [10] Široký, J. Mechanika v dopravě [online]. Dostupné na: <http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/mvd_ram.htm>.
- [11] Richtář, M. Brzdy a brzdové systémy [online]. Dostupné na: <<http://fs1.vsb.cz/~ric69/Sumperk/Brzdy.pdf>>.
- [12] Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK/OSN) č. 13 – Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel kategorií M, N a O z hlediska brzdění. Dostupný na: <<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:257:0001:0196:CS:PDF>>
- [13] HALASKOVÁ, J.; VOJTĚŠEK, A. *Stanovení brzdné dráhy vozidel za různých podmínek* [online]. Dostupné na: <http://www.fce.vutbr.cz/veda/JUNIORSTAV2007/Sekce_2.3/Halaskova_Jaroslava_CL.pdf>.
- [14] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel.* 1.vyd. Brno: Nakladatelství a zasílatelství VLK, Brno 2000. ISBN 80-238-5273-6
- [15] Obrázky použitých měřících přístrojů. Dostupné na: <<https://www.google.cz/imghp?hl=cs&tab=wi>>.

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1 Doba (dráha) brzdění a její složky
- Obr. 2 Požadavky na průběh křivek využívané přilnavosti pro osobní automobily
- Obr. 3 Dvouokruhová brzdová soustava Škoda Favorit
- Obr. 4 Hydraulický převod
- Obr. 5 Tandemový hlavní brzdový válec Škoda Favorit
- Obr. 6 Činnost čelní manžety
- Obr. 7 Činnost hlavního dvouokruhového brzdového válce
- Obr. 8 Porušení některého okruhu
- Obr. 9 Tandemový hlavní brzdový válec s centrálním ventilem
- Obr. 10 Centrální ventil
- Obr. 11 Bubnová brzda
- Obr. 12 Samoposilující účinek jednonáběžné brzdy (Simplex)
- Obr. 13 Druhy bubnových brzd
- Obr. 14 Uložení čelistí: a) otočná čelist, b) volná plovoucí, c) volná zakotvená čelist
- Obr. 15 Druhy čelistí podle smyslu působení třecího momentu: náběžná čelist, úběžná čelist
- Obr. 16 Schéma pro zjednodušený výpočet brzdového momentu jednoduché bubnové brzdy (simplex) s náběžnou a úběžnou čelistí
- Obr. 17 Charakteristika brzd – závislost vnitřního převodu na součiniteli tření pro různé typy brzd
- Obr. 18 Dvoupístkový kolový brzdový váleček
- Obr. 19 a) Rozpínací zařízení pro parkovací brzdu, b) parkovací brzda s brzdovým bubnem
- Obr. 20 Kotoučové brzdy
- Obr. 21 Dvoupístková kotoučová brzda s pevným třmenem
- Obr. 22 Čtyřpístková kotoučová brzda s pevným třmenem
- Obr. 23 Nastavení vůle
- Obr. 24 Kotoučová brzda s „plovoucím třmenem“ s vedením čepem
- Obr. 25 Kotoučová brzda s „plovoucím třmenem“ se zubovým vedením
- Obr. 26 Schéma kotoučové brzdy pro výpočet brzdného momentu
- Obr. 27 Parkovací brzda u kotoučové brzdy
- Obr. 28 Uspořádání „přední/zadní“ („II“)
- Obr. 29 „Trojúhelníkové“ zapojení
- Obr. 30 „Diagonální“ zapojení
- Obr. 31 Vznik stáčivého momentu při poruše jednoho okruhu u diagonálního zapojení
- Obr. 32 Zjednodušený průběh brzdění až do zastavení
- Obr. 33 Záznam průběhu veličin při zkoušce brzdění
- Obr. 34 Orientační hodnoty součinitele soudržnosti podle povrchu.
- Obr. 35 Digitální měřicí kolečko CST berger RT412D
- Obr. 36 Bezkontaktní teploměr Voltcraft IR-360
- Obr. 37 Digitální stopky OLYMPIA
- Obr. 38 Místo měření

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Požadavky na brzdny účinek podle EHK – R13, ES 71/320 a vyhlášky MD ČR

Tabulka 2 Naměřené délky brzdnych drah

Tabulka 3 Naměřené doby

Tabulka 4 Základní parametry jednotlivých typů zkoušek

Tabulka 5 Porovnání experimentálně a numericky zjištěné brzdne dráhy

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 Závislost brzdne dráhy na počáteční rychlosti vozidla pro různé součinitele adheze.